TÉCNICA

REVISTA DE ENGENHARIA

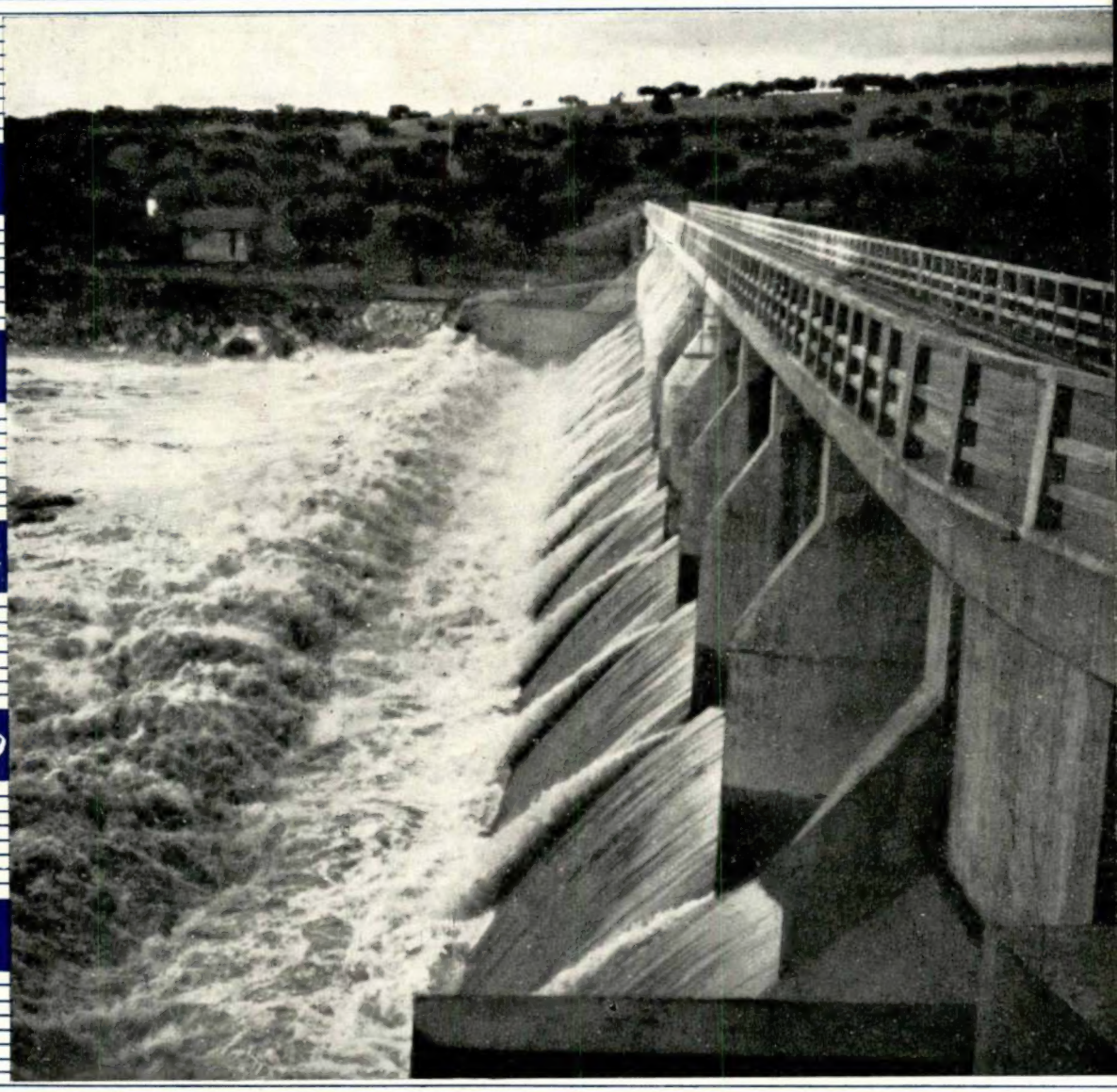
economia

tecnologia

sociologia

investigação

pedagogia



NOVEMBRO 1960

306

Associação dos Estudantes do Instituto Superior Técnico

CIMENTO SECIL

Fábrica:

Outão — Setúbal

Telef. 028824/5

Escritório:

R. do Comércio, 56-3.º

LISBOA 2

Telef. 28201/2/3

ELECTRO-ARCO
LIMITADA

ELECTRODIOS
POSTOS E ACESSORIOS
PARA A SOLDADURA ELECTRICA

MATERIAL APROVADO PELO
LLOYD'S REGISTER OF SHIPPING

FÁBRICA E LABORATÓRIOS
VENDA NOVA — AMADORA
LISBOA
RUA SILVA CARVALHO, 239 — TEL 683649
PORTO
RUA DO BOLHÃO, 216 — TEL 21277

4 papeis suiços de alta qualidade, para todas as necessidades técnicas

DÉPOSÉ SIHL SUPERBUS

Papel de desenho mate e acetinado granitado para aguarelas.

SIRIUS

Papel de desenho acetinado.

ASSISTENT

Papel de desenho mate.

Utoplex

Papel vegetal mate e acetinado.

Exija expressamente Papel Sihl
Papeteries Zuricoises sur Sihl Zurich

SIHL

Representantes em Portugal:
E. BRUNNER & CA., LDA., Rua de Aviz, 13, Porto
Distribuidores: DETÉCNICA
— Equipamentos Técnicos de Desenho, Ld.ª
Av. de Berna, 46-1.º D Telef. 765321

TÉCNICA

REVISTA DE ENGENHARIA DOS ALUNOS DO INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO

Ano XXXIV - N.º 306 Novembro de 1960

Redacção e Administração: AVENIDA ROVISCO PAIS, I.S.T. * LISBOA-N. * TELEF. 77 01 44 (Linha 50)

DIRECTOR
JORGE GONÇALVES CALADO

ADMINISTRADOR
HENRIQUE TELLES ANTUNES

SECRETÁRIO
ANTÓNIO ALVES MACEDO

REDACTORES
JOSÉ FERNANDO PINHARANDA
CARLOS PENA
MIGUEL FALCÃO
RAMIRO CONFRARIA
ORLANDO DE GRAÇA LOBO

NUMERO AVULSO 12$50

ASSINATURAS:

	3 N.os	5 N.os	10 N.os
Continente e Ilhas	32$50	50$00	95$00
Ultramar Português e Espanha	—	55$00	100$00
Estrangeiro	—	60$00	110$00

EDITOR E PROPRIETÁRIO
ASS. DOS ESTUD. DO I.S.T.

COMPOSTO E IMPRESSO
NA
Tip. JORGE FERNANDES, L.DA
RUA CRUZ DOS POIAIS, 103
LISBOA

SUMÁRIO

CAPA — Açude do Furadouro no Rio Sorraia — Descarga das cheias.

Págs.

Semana de recepção aos novos alunos
Pelo Eng.º Luís A. de Almeida Alves 53

Notas informativas — **Elementos sobre a produção e consumo de energia na rede eléctrica nacional** 56

Considerações sobre a determinação da carga térmica dos motores de combustão interna
Pelo Eng.º Francisco de Almeida e Castro 57

O controle da fabricação do betão e a medição da sua qualidade no estaleiro
Pelo Eng.º A. de Sousa Coutinho 73

Amplificação de sinais eléctricos muito curtos. Estudo da amplificação distribuída
Pelo Eng.º J. Mariano Jervis Pereira 101

Cálculo à rotura de estruturas heterogéneas ortotrópicas
Pelos Prof.res W. Olezak e A. Sawczuk 111

Biblioteca 117

OS ARTIGOS PUBLICADOS NESTA REVISTA SÃO DE EXCLUSIVA RESPONSABILIDADE DOS AUTORES

Índice Alfabético dos nossos anunciantes

Pág.

A

A. Gestetner IX
Ahlers Lindley, Lda. XXII
A. Johnson & Co (Portugal), Ltd. . . XXXIX
Azevedo & Pessi, Ltd. XXVI

C

Canelas & Figueiredo, Lda. XLIV
Caldeiras Barès XLVII
Ciments d'Obourg, S. A. XLIII
Cimento Secil . . . . . 2.ª da capa
Companhia de Cimentos Brancos . . XII
Companhia Portuguesa de Fornos Eléctricos XIV
Companhia União Fabril XVIII
Construções Técnicas, Ltd.ª XXIX
C. Santos, Ltd.ª . . . . . VI e XV
Cruz & Cruz, Lda. XLI

D

Detécnica . . . . . 2.ª da capa

E

Elektrim XXXI
Electro-Arco, Ltd.ª . . . . . 2.ª da capa
EFAACEC XXX
Emílio de Azevedo Campos & C.ª, Ltd.ª XXV
Empresa Electro Cerâmica XLIII
Empresa Nacional de Aparelhagem Eléctrica XXV
Empresa de Produtos Asfálticos . . VII
Empresa de Sondagens e Fundações Teixeira Duarte, Ltd.ª . . . . . 3.ª da capa
Empresa Técnica de Equipamentos Eléctricos XIII
Eng.º Augusto Cavaco XLIII
Estabelecimentos Herold XLIV

F

Faber Castell XXII
Fábrica Portugal II
Fanafel XXIV

H

Henriques & Castro, Ltd.ª XII

J

Jayme da Costa, Lda XXXIII

Pág.

J

J. J. Gonçalves, Sucrs. XI

K

Kellogg International Corporation XXXVIII

M

MAN XXXV
Martin Leslie & C.ª Lda. XXIV
Metalúrgica de Benfica, Ltd. XXXVI
Mobil Oil Portuguesa . . . . . 4.ª da capa
Monteiro Gomes, Ltd.ª . . . VIII e XLVI

O

Ocidente — Importador e Exportador, Lda. XLI

P

Papelaria Fernandes XXIII
Philips XXVI
Pimentel & Casquilho, Ltd.ª III

R

REBEL XX

S

S. E. Moniz da Maia & Vaz Guedes, L.da XVII
Siemens XXVIII
Soabal, Ltd. XVI
SMEIA . . . . . IV e XLV
Soc. Comercial Romar, Lda. . XIX e XXI
Sociedade Construtora Portuguesa, Ltd.ª I
Sociedade Portuguesa Cavan IX
Socotel V
Sondagens Ródio, Ltd.ª IX
Standard Eléctrica X

T

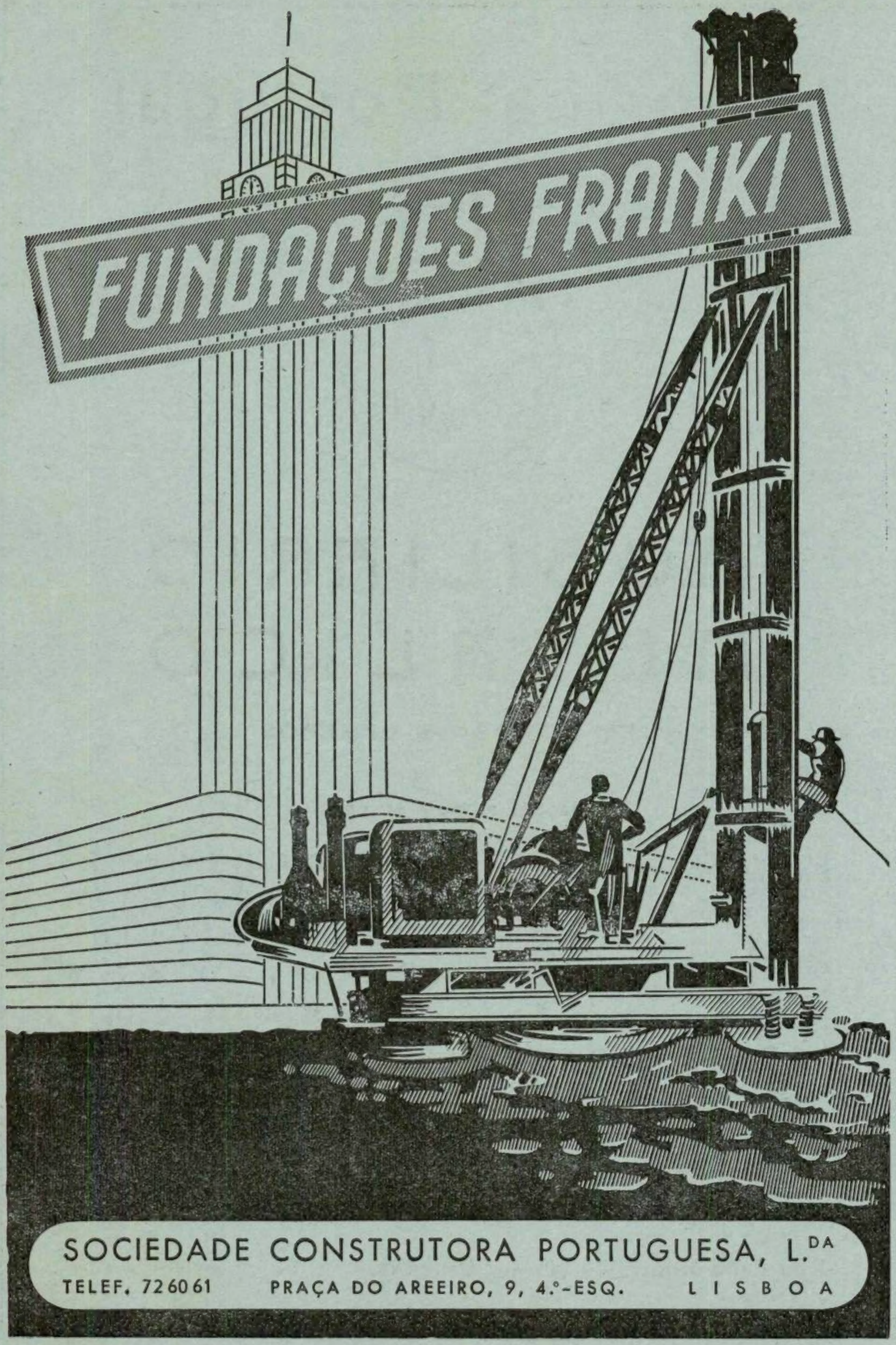
Terrys XL

V

Vasco Pessoa, Lda. XXVI

W

Wild Portugal, Lda. XXVII


FUNDAÇÕES FRANKI
SOCIEDADE CONSTRUTORA PORTUGUESA, L.DA
TELEF. 726061
PRAÇA DO AREEIRO, 9, 4.º-ESQ.
LISBOA

Fábrica Portugal

S. A. R. L.

LISBOA

MOBILIÁRIO METÁLICO

EM TODOS OS GÉNEROS

Instalações completas para :

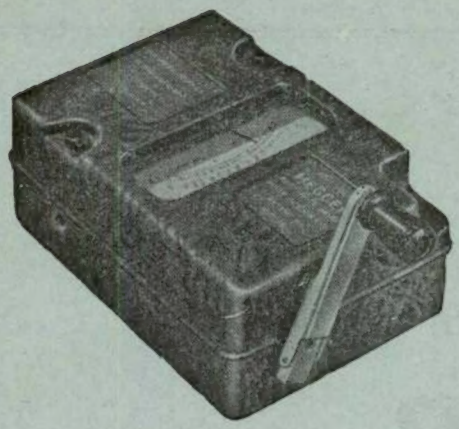
Mobiliário moderno
para

ESCRITÓRIOS
ESCOLAS
BIBLIOTECAS

CLINICAS
HOSPITAIS
SANATÓRIOS
CINEMAS
HOTÉIS
ESPLANADAS

SALAS DE EXPOSIÇÕES :

Rua Febo Moniz, 2 a 20 — Praça dos Restauradores, 49 a 57



PIMENTEL & CASQUILHO, L.DA

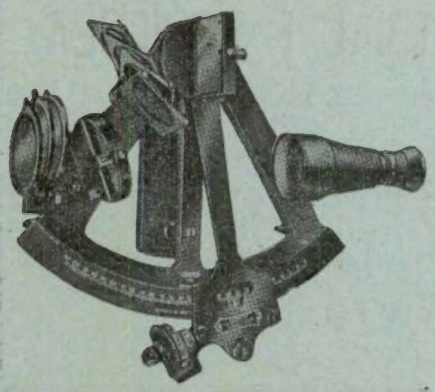
GRANDE SORTIDO
DE INSTRUMENTOS DE
PRECISÃO, CIENTÍFICOS
E INDUSTRIAIS

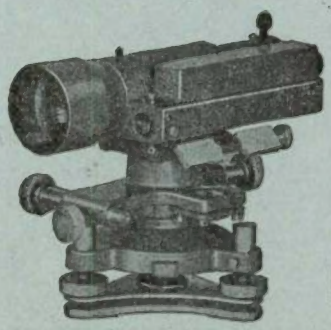
PARA

- ENGENHEIROS
- ARQUITECTOS
- CONSTRUTORES
- TOPÓGRAFOS
- DESENHADORES
- LABORATÓRIOS
- ESCOLAS
- OFICINAS

RUA DAS PORTAS DE SANTO ANTÃO, 75
LISBOA
TELEF.: 24314

TELEG.: TECNA



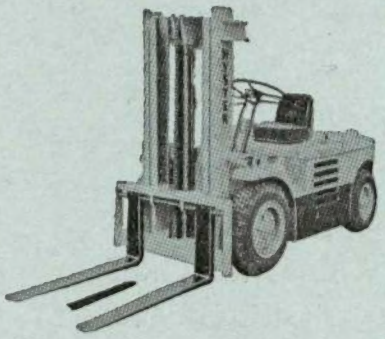


EMPILHADORES DE GARFO

com motor DIESEL

HYSTER

PARA CARGAS DE **450** A **9.000** Kg.



Peça informações e uma demonstração ao agente exclusivo

SMEIA

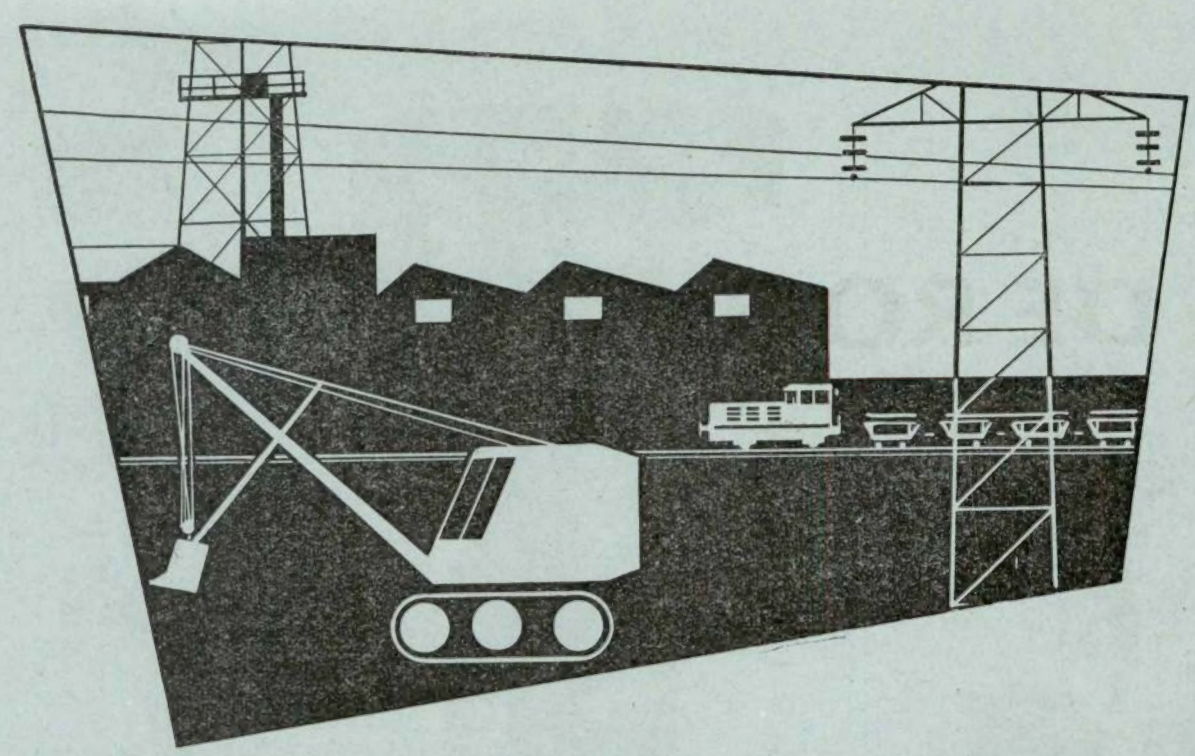
SOCIEDADE DE MECANIZAÇÃO INDUSTRIAL E AGRÍCOLA

S. A. R. L.

Avenida P. Manuel da Nóbrega, 8-B ✦ Telef. 72 40 53-4-5 ✦ LISBOA

AGENTES EM: ALCÁCER DO SAL — BEJA — ELVAS — FARO
LEIRIA — SANTARÉM E PORTO.

DE ROLL
Máquinas
para as indústrias
de produtos
químicos,
alimentares
e cerâmicos
aço esmaltado
fundição
esmaltada
Klus (Suiça)
DE ROLL Fábricas de Klus
Representantes
em Portugal:
Socotel, L. da
Rua de
Sá da Bandeira,
651-4.° Esq.
Porto-Tel. 27013



MERCEDES-BENZ

MOTORES INDUSTRIAIS DIESEL

MOTORES PARA TODAS AS APLICAÇÕES INDUSTRIAIS
FAMOSOS EM TODO O MUNDO PELA SUA GRANDE ROBUSTÊS, ECONOMIA
DE CONSUMO E FACILIDADE DE MANUTENÇÃO
MODELOS DESDE 15 A 2.500 H. P.

EM ARMAZÉM:

MODELO M B 841 B	25 H. P. — 1.000 R. P. M.
MODELO M 202 B	55 H. P. — 1.200 R. P. M.
MODELO M 203 B	90 H. P. — 1.200 R. P. M.
MODELO M 204 B	120 H. P. — 1.200 R. P. M.

OUTROS MODELOS PARA ENTREGA MUITO RÁPIDA

MOTORES A 4 TEMPOS · ARREFECIMENTO POR ÁGUA
ARRANQUE A AR COMPRIMIDO OU ELÉCTRICO

REPRESENTANTES **C. SANTOS LDA.** — DIVISÃO MARÍTIMA E TÉCNICA

29, AV. DA LIBERDADE, 41 — LISBOA
160, R. DE S.TA CATARINA, 168 — PORTO

Celulite

ISOLAMENTO
TÉRMICO DAS
CONSTRUÇÕES

PAVIMENTOS
*
TECTOS
*
PAREDES
*
CÂMARAS
FRIGORÍFICAS
*
ISOLAMENTOS
INDUSTRIAIS

Terraços e pavimentos isolados com CELULITE no edifício da Comp.ª de Seguros Fidelidade — P. das Águas Livres — Lisboa

SETH, LDA. • RUA FILIPE FOLQUE, 10-1.º • TEL. 73 01 56 — LISBOA

Para impermeabilizar terraços,
paredes, fundações, etc.

COLAGEM DE
TACOS DE MADEIRA

TELEF. 73 0156 TELEG. EPALDA — LISBOA

EMPREZA DE PRODUCTOS ASFÁLTICOS
IMPERMEABILISADOR
IMEPA
RUA FILIPE FOLQUE, 10-1.º - LISBOA

FÁBRICA EM SACAVÉM

THE ENGLISH ELECTRIC

COMPANY LIMITED

Informa os seus prezados clientes que os assuntos relacionados com as suas actividades em Portugal e África Ocidental Portuguesa passam a ser tratados pela sua associada "ENGLISH ELÉCTRICA DE PORTUGAL, LIMITADA", com sede na Rua Cascais, 47, em Lisboa, ou distribuidores oficiais a nomear oportunamente por esta firma, continuando porém a manter as melhores relações com Monteiro Gomes, Limitada, seu ex-representante exclusivo naqueles territórios.

CAVAN

SOCIEDADE PORTUGUESA

POSTES DE BETÃO PARA LINHAS ELÉCTRICAS

MOSAICOS E AZULEJOS

COLUNAS PARA ILUMINAÇÃO PÚBLICA

MANILHAS PARA ESGOTOS

RUA D. ESTEFÂNIA, 94-A

TELEF. 47812-50129

LISBOA

DUPLICADORES

Manuais e eléctricos.

Gestetner

OS MELHORES DO MUNDO

A GESTETNER, L.DA

RUA DA CONCEIÇÃO, 125 Telefone 2 2628 - LISBOA | LARGO DO PADRÃO, 20, 1.º Telefone 2 3469 - PORTO

SONDAGENS RÓDIO, L.DA

LISBOA

RUA S. MAMEDE AO CALDAS, 22, 3.º

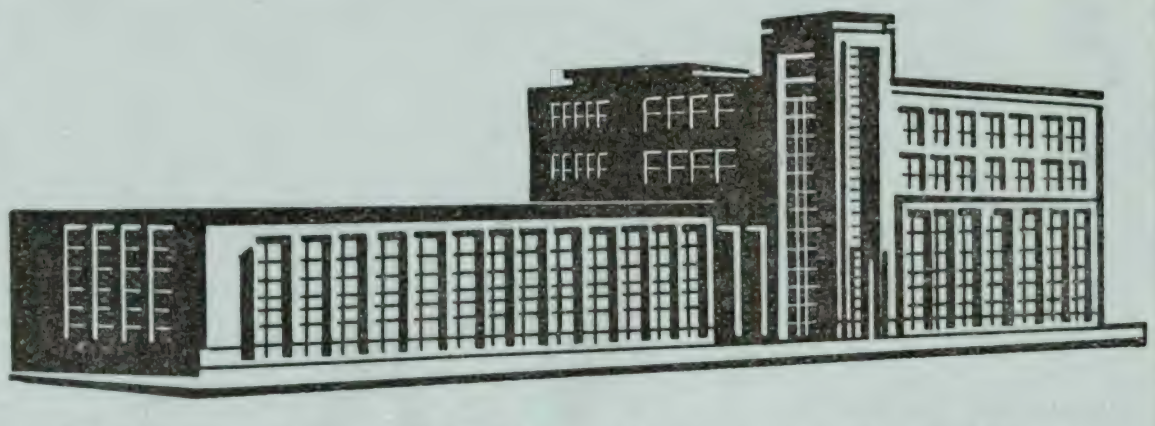
Telefones: 2 8685 - 2 6865 ✦ Telegramas: SETANSOL

RÓDIO

SONDAGENS GEOLÓGICAS
ESTUDOS GEOTÉCNICOS
ESTACAS GUNITA
CAPTAÇÃO DE ÁGUAS
CONGELAÇÃO DO TERRENO
IMPERMEABILIZAÇÃO DE OBRAS HIDRÁULICAS
CONSOLIDAÇÃO DE FUNDAÇÕES
ABAIXAMENTO DO LENÇOL DE ÁGUA

—//—

Engenheiro Chefe: **Walter Weyermann**



Standard Electrica S.A.R.L.

Associada da

INTERNATIONAL TELEPHONE AND TELEGRAPH CORPORATION

DE NOVA YORK

TELECOMUNICAÇÕES

ELECTRÓNICA

AV. DA INDIA — LISBOA

AUSTIN
seven
para o seu serviço
para os seus passeios
para sua completa satisfação
não hesite – decida-se pelo AUSTIN SEVEN
DISTRIBUIDORES CERAIS: J. J. GONÇALVES, SUCRS
LISBOA • EVORA • PORTO • AGENTES EM TODOS OS DISTRITOS

O EMPREGO DO CIMENTO BRANCO...

permite acabamentos mais perfeitos, mais duradouros e muito mais económicos

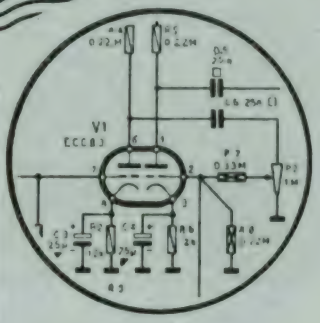
Estude a vantagem do emprego do

CIMENTO BRANCO LUSO

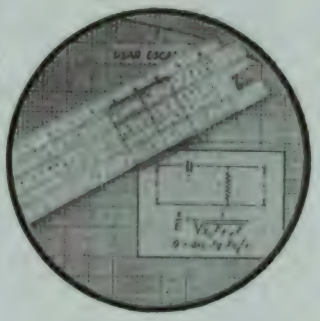
Consulte os distribuidores gerais

No Sul: **SCIAL** — T. do Corpo Santo, 15 — Telef. 2 0464 — Lisboa
No Norte: **SCIAL** — R. do Bonjardim, 205 — Telef. 2 5779 — Porto

EQUIPAMENTO DE AMPLIFICAÇÃO DE SOM



BEM CONCEBIDO CALCULADO CONSTRUIDO



LESA

A grande marca italiana

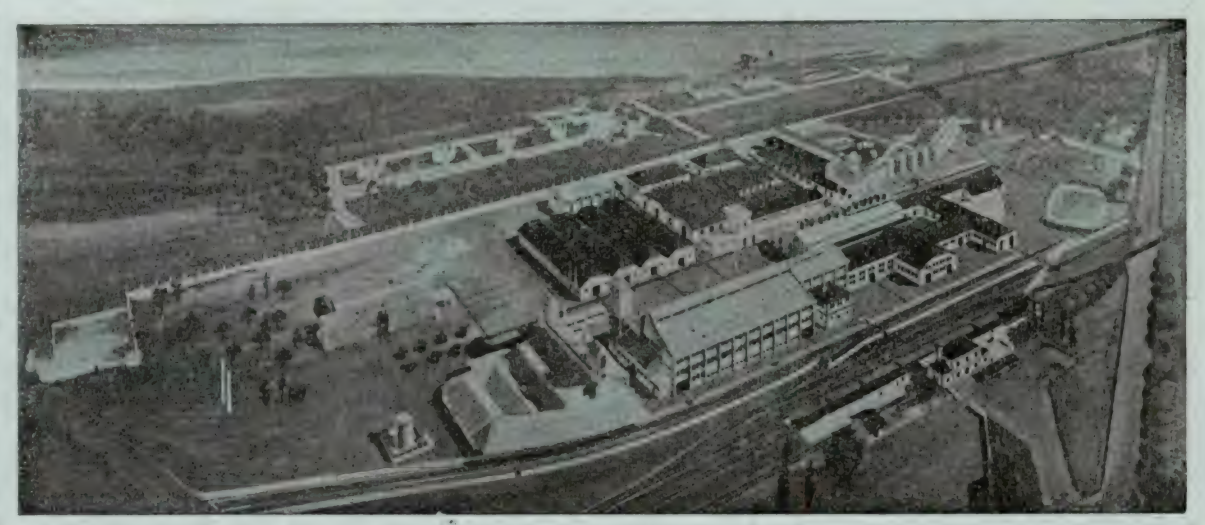
Representantes em Portugal

TELECTRA

EMPRESA TECNICA DE EQUIPAMENTOS ELECTRICOS, S. A. R. L.

Rua Rodrigo da Fonseca, 103, r/c
LISBOA — Tel. 68 60 72

Rua dos Clérigos, 64
Tel. 2 48 18 — PORTO



COMPANHIA PORTUGUESA DE FORNOS ELÉCTRICOS

PRODUTORA DE

FERRO GUSA

FERRO LIGAS

FERRO-MANGANÊS

SÍLICO-MANGANÊS

FERRO-SILÍCIOS

15 % - 25 % - 45 % - 75 % - 90 %

CARBONETO DE CALCIO

CIANAMIDA CÁLCICA

PASTA PARA ELÉCTRODOS

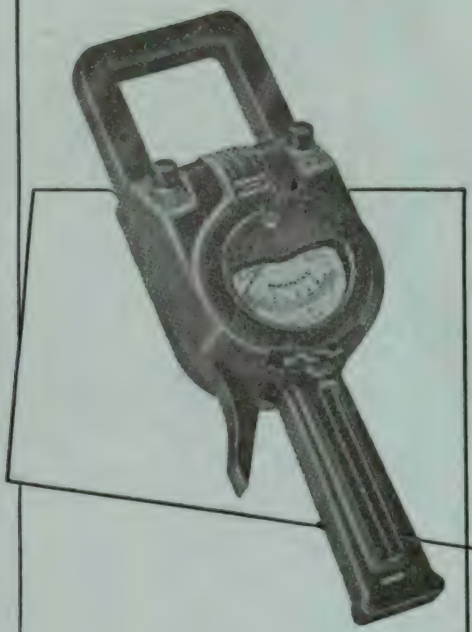
E EM MONTAGEM

GRAFITE

FABRICAS
CANAS DE SENHORIM
Telefone 67222

SEDE
Largo de S. Carlos, 4-2.º — LISBOA
Telefones 25343-29608-368989

PINÇAS FERRANTI



PINÇAS VOLT—AMPERIMÉTRICAS

7 ESCALAS

EM AMPÈRES	EM VOLTS
0 – 10 AMPS.	0 – 150 V
0 – 25 »	0 – 600 »
0 – 100 »	
0 – 250 »	
0 – 1000 »	

PINÇA WATTIMÉTRICA

7 ESCALAS

0 – 3 KW
0 – 6 »
0 – 12 »
0 – 30 »
0 – 60 »
0 – 120 »
0 – 300 »

REPRESENTANTES:

C. SANTOS LDA.

29, AVENIDA DA LIBERDADE, 41 — LISBOA

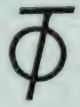
DIVISÃO MARÍTIMA E TÉCNICA
T. DA GLÓRIA, 17—LISBOA
160, R. STA. CATARINA, 168—PORTO

AÇO TOR

O AÇO DE ALTA RESISTÊNCIA
PARA BETÃO ARMADO COM
MAIOR VENDA NO MUNDO

TENSÃO DE SEGURANÇA 2.400 Kg/cm²
SEM GANCHOS

Especifique
AÇO TOR
com o símbolo



SOABAL – SOCIEDADE DE AÇOS PARA BETÃO ARMADO, LDA.
RUA JOAQUIM BONIFÁCIO, 2, 1.º — TELEF. 4 05 66 — LISBOA

TÉCNICA

DIRECTOR: JORGE GONÇALVES CALADO
ADMINISTRADOR: HENRIQUE TELLES ANTUNES
SECRETÁRIO: ANTÓNIO ALVES MACEDO

Ano XXXIV - N.º 306 Novembro de 1960

C. D. U. 378.18

Semana de Recepção aos Novos Alunos

Alocução proferida pelo
Director do I. S. T., Eng.º Luís de Almeida Alves

Não venho pròpriamente fazer um discurso formal nesta Semana de Recepção aos novos alunos do ano lectivo de 1960-61 porque, embora se trate de uma Sessão Solene de abertura, não se destina a produzir trabalhos de fundo sobre a Filosofia da Universidade, do ensino ou da cultura.

Mas entendo que tenho a obrigação de dirigir algumas palavras àqueles que pela primeira vez frequentam as aulas deste Instituto, porque não faz sentido que o Director de uma Escola não se faça ouvir numa Sessão com o carácter de que esta se reveste.

Na realidade, o espírito da Semana de Recepção, como sempre tem sido considerado e como já foi realçado pelo Presidente da Associação dos Estudantes, é um espírito de boas-vindas, destinado a mostrar aos recém-chegados que a Escola por um lado, e os colegas por outro, os acolhem com a maior amizade e simpatia.

Não quer isto dizer que a vida escolar no Instituto não seja uma vida árdua, na qual a valorização individual só se consegue à custa de um esforço sincero para vencer e vir a servir o País no futuro.

Um dos axiomas da época em que vivemos é o de serem os universitários os esteios de sobrevivência das nações, na medida em que pela sua capacidade de iniciativa e pelo nível a que adquirem a Ciência se tornam os únicos gérmens do progresso colectivo.

É intencionalmente que eu digo «únicos gérmens do progresso» porque na realidade, toda a colectividade contribui para a estruturação desse progresso, mas os gérmens criadores não podem deixar de ser exclusivos dos universitários. E isto porque são os únicos que têm preparação para o fazer.

É um lugar comum falar-se no inconformismo e na irreverência da Juventude, como sendo uma das pedras de toque do espírito que a Universidade deve conservar.

E também é um lugar comum dizer-se que quando a Juventude deixar de ter reivindicações e deixar de ter anseios, a nossa Civilização corre o risco de estiolar ou mesmo de desaparecer.

Desde a Idade Média que foi sempre assim.

Mas os tempos mudaram e a Universidade não pode deixar de ter consciência disso.

A irreverência e o inconformismo não podem ser noções negativas ou picarescas, tal como jogar os dados no altar-mór de Notre-Dâme, como na Idade Média chegou a acontecer.

Essa irreverência e esse inconformismo têm de ser conceitos positivos, porque a ideia de destruir não contém em si, nenhum significado meritório.

Com efeito, não há qualquer mérito em pretender destruir a nossa Civilização, porque embora no seu progresso, não tivesse sido isenta de erros, conduziu a uma elevação do nível geral, que é discutível saber, se teria sido possível por outro caminho.

A ânsia de perfeicionismo pode levar a apontar, irregularidades, imperfeições e ilogicismos, mas desde os tempos em que, em plena Europa, os cestos de vime eram fabricados em subterrâneos por crianças, sob a força impulsionadora do chicote, até aos movimentos de solidariedade humana que se verificam na nossa época, vai uma distância imensa. Mas traduzida em números, são uns escassos duzentos anos.

Bem sei que ser irreverente ou inconformista num sentido positivo é muito mais difícil porque é muito diferente «saber o que se quer» ou «saber apenas o que se não quer».

Para «saber o que se não quer» chega um potencial zero. Para «saber o que se quer» e em particular «como se quer» tem de se atingir um potencial mínimo sem o qual qualquer intervenção se torna ineficiente.

Esse potencial baseia-se no tecnicismo que as universidades conferem e que representa a ferramenta indispensável para a actuação de maneira activa no progresso da Sociedade.

E é para a aquisição dessa ferramenta que os universitários das Universidades modernas têm de trabalhar àrduamente, porque sem ela, não podem colaborar na transformação da Sociedade, por lhes faltarem as credenciais que os tornem reconhecidos e aceites como elementos parcelares indispensáveis, no conjunto das missões a cumprir.

Mas trabalho árduo não quer dizer trabalho escravo, e é esta circunstância que confere ao universitário mais uma característica sem a qual ele não chega a completar-se como universitário. E essa característica é a alegria de viver, que resulta da liberdade de cada um poder ser igual a si mesmo, sem imposições anti-psicológicas e anti-naturais.

Cada um de nós possui em si um pequeno domínio de liberdade total, dentro do qual pode actuar como um senhor absoluto e no qual o único juíz é a sua própria consciência.

E mal de nós, se um dia tivéssemos de aceitar uma civilização em que esse pequeno domínio, tão ciosamente defendido, nos viesse a ser roubado, em nome de qualquer hiper-conceito, por muito lógico que fosse aparentemente, mas destituído daquele conteúdo humano individual sem o qual a vida deixa de ser vida, para se transformar num mero processo fisiológico e mental, com uma finalidade pré-estabelecida a longo prazo, por forças exteriores e inamovíveis.

E é nesta alegria resultante da sua liberdade como ser humano que o universitário vai procurar o estímulo para o trabalho de criação, no qual se vão alicerçar e poliferar as realizações científicas e técnicas que hão-de vir a ser postas ao serviço da Humanidade.

O grande químico August Hoffmann que extraiu pela primeira vez a anilina do indigo, exprimiu-se do seguinte modo, em relação à descoberta do núcleo hexagonal do benzeno por Kékulé:

«Com a concepção do anel hexagonal do benzeno, o número de compostos orgânicos subiu, de repente, poderíamos dizer até ao infinito. Com o núcleo benzénico foi-nos dada uma terra fertilíssima da qual brotaram, perante a nossa admiração, inumeráveis árvores, novos capítulos da Química Orgânica até então conhecida. Que quantidade de trabalho se tornou repentinamente imprescindível e quantas mãos laboriosas se lançaram a ele vertiginosamente! Ninguém viu nunca Liebig com a mão no cabo do arado a lavrar os campos e, no entanto, ele fez progredir mais a agricultura do que o teria feito toda uma geração de lavradores. O mesmo se pode afirmar de Kékulé... Nunca, pelo menos que se saiba, teve nas suas mãos uma matéria córante e, no entanto, ao estabelecer a sua teoria do benzeno, fomentou a indústria dos córantes derivados do alcatrão muitíssimo mais que todos nós, que todos os que temos consagrado largos anos da nossa existência à investigação das matérias córantes».

São estas as perspectivas que se oferecem aos universitários de hoje, mas não se pode afirmar, em boa verdade, que elas devam ser consideradas como degradantes, nem mesmo como desanimadoras.

Em todo o caso, tem de ser em nome dessa mesma liberdade que o universitário tem de adquirir consciência do espírito de sacrifício indispensável para atingir aquele potencial de conhecimentos que lhe permita ser irreverente no aspecto positivo e desse modo poder acrescentar qualquer coisa de novo ao standard de Civilização em que se enquadra.

E tanto faz que o universitário seja de Letras, de Direito, de Medicina ou de Engenharia.

Em qualquer dos casos, são os profissionais universitários que têm de constituir as forças impulsionadoras do progresso, e de as orientarem no melhor sentido.

E por isso, desde o momento em que começam a preparar-se para essa missão, cuja nobreza é a todos os títulos indiscutível, estão a entrar num caminho que os torna pessoas potencialmente importantes e crèdoras do respeito e da admiração da Sociedade que há-de vir a usufruir os resultados do seu esforço.

Simplesmente, essa Sociedade não pode influir no sucesso desse esforço e, por isso, na sua valorização individual, o aluno universitário não pode contar senão com o seu espírito de sacrifício, de boa vontade e de competição.

Mas neste momento, no limiar desta longa jornada a que os novos universitários vão dar início, há talvez algo mais que se possa acrescentar — os meus votos no sentido de que todos aqueles que escolheram este Instituto para a sua carreira universitária, tenham coragem e persistência para adquirirem essas qualidades e possam vir um dia a servir a Nação, com aquela dignidade e eficiência que o espírito universitário necessàriamente lhes há-de conferir.

C. D. U. 621.311.5/94

Elementos sobre a produção e o consumo de energia na rede eléctrica nacional

— Elementos extraídos das estatísticas mensais do Repartidor Nacional de Cargas (R. N. C.)

NOTA: *As produções e os consumos das empresas do R. N. C. representam cerca de 94 % dos totais do País*

AGOSTO

I — Breve nota mensal

Sob o ponto de vista hidrológico, o mês de Agosto apresentou-se, no conjunto, abaixo da média.

II — Elementos gerais (GWh)

a) Mensais

	1959	1960	Variação %
Produção hidráulica (P_h) . . .	218,2	202,5	— 7
Produção térmica (P_t)	0,1	0,0	— 100
Produção total (P_T)	218,3	202,5	— 7
Produção para consumos não perman. (P_{cnp}) . .	52,4	12,6	— 76
Produção para consumos permanentes (P_{cp}) . .	165,9	189,9	+14,5 (2)

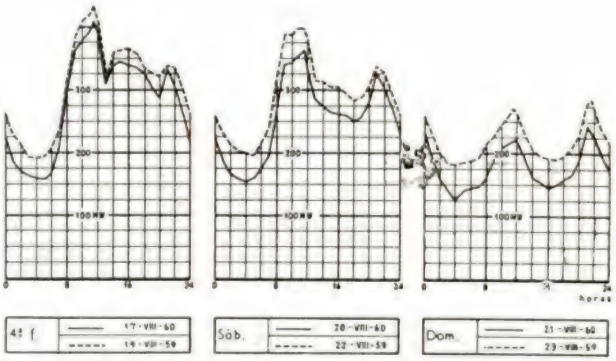
b) Acumulados desde 1 de Janeiro de 1959

	1959	1960	Variação %
Produção hidráulica (P_h) . . .	1797,9	1938,5	+ 8
Produção térmica (P_t)	14,5	43,2	+190
Produção total (P_T)	1812,4	1981,7	+ 9
Produção para consumo não perman. (P_{cnp}) . .	465,8	440,9	— 5
Produção para consumos permanentes (P_{cp}) .	1346,6	1540,8	+14,4 (2)

Nota: (2) O aumento percentual de produção para consumos permanentes, tendo em conta a incidência dos domingos e dias especiais, foi respectivamente de 12,2 e 13,4 %.

II — Diagrama de carga dos dias característicos

	4.ª feira:	
	19-8-959	17-8-960
Produção hidráulica (P_h) — MWh	7876	6849
Produção térmica (P_t) — MWh . .	0	0
Produção total (P_T) — MWh . . .	7878	6849
Produção para consumos não permanentes — MWh.	1630	447
Utilização da ponta (U) — horas	17,6	16,8
Factor de carga (α)	0,73	0,70
Relação $\frac{\text{Pot. mín.}}{\text{Pot. máx.}}$ (r)	0,45	0,38



III — Energia armazenada nas principais albufeiras

Albufeiras:	No fim do mês	
	GWh	% (1)
Paradela	213,6	96,0
Venda Nova	88,8	69,4
Salamonde	26,2	94,9
Caniçada	17,2	52,0
Cabril	0,0	0,0
Castelo do Bode	158,0	96,9
Guilhofrei	4,9	59,0
Lagoa Comprida	20,1 (2)	63,3
Santa Luzia	41,8	67,9
Pracana	7,3	56,6
Póvoa	8,7 (3)	67,3
Total . . .	586,6	56,2

Notas:

(1) Coeficiente de enchimento em energia das albufeiras.

(2) Inclui 1,5 GWh armazenados em Vale do Rossim.

(3) Inclui 1,7 GWh armazenados no açude do Poio.

MAGUE

CONSTRUÇÕES METALO-MECÂNICAS MAGUE, L.DA
(S. E. MONIZ DA MAIA & VAZ GUEDES, L.DA)
Alverca — Portugal

Duas pontes rolantes eléctricas de 130 t — 12 t, 15 m de vão, em funcionamento na Central Hidroeléctrica de Miranda do Douro

PROJECTO E FABRICO DE

PONTES ROLANTES
GUINDASTES
GRUAS. DERRICKS E GUINCHOS
APARELHOS DE ELEVAÇÃO ESPECIAIS
CONSTRUÇÕES METÁLICAS PESADAS

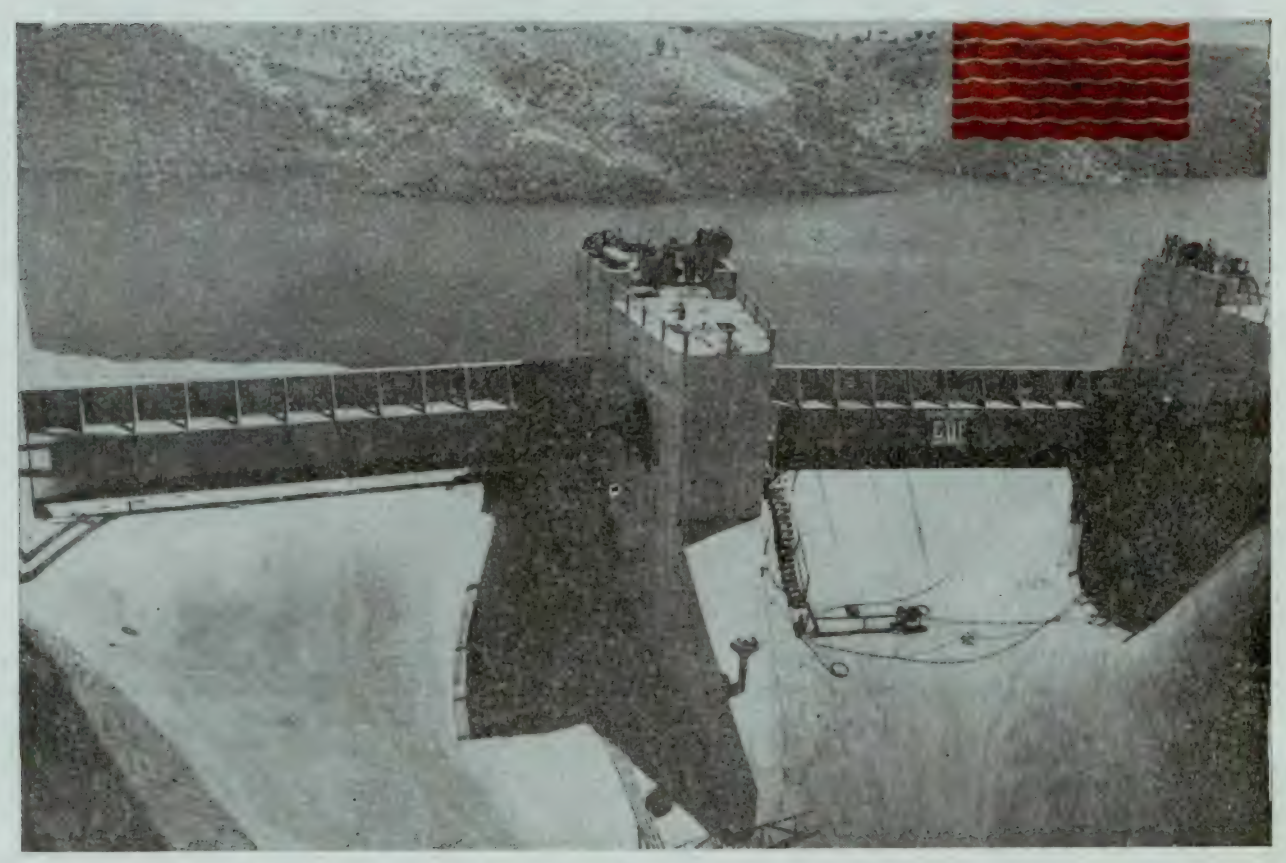
COMPORTAS
TURBINAS
CONDUTAS FORÇADAS
BLINDAGENS

DIVISÃO METALO-MECÂNICA

COMPANHIA UNIÃO FABRIL

AVENIDA 24 DE JULHO, 170 — LISBOA

comporta da barragem do Maranhão construída pela companhia união fabril



C. D. U. 621.43.016.4

Considerações sobre a determinação da carga térmica dos motores de combustão interna

Pelo Eng.º Mecânico (I. S. T.) FRANCISCO DE ALMEIDA E CASTRO
Assistente do I. S. T.

I — Introdução. Natureza do problema. Meios actualmente empregados na sua resolução

Devido às elevadas pressões e temperaturas que se desenvolvem no interior dos cilindros dos motores de combustão interna por ignição expontânea (sistema «Diesel»), estes estão sujeitos a elevadas solicitações térmicas, as quais frequentemente restringem a capacidade de trabalho do motor.

A «carga térmica» que um motor pode suportar está limitada pela temperatura das paredes dos cilindros (lubrificação, resistência dos materiais) e ainda pelos gradientes de temperatura admissíveis (tensões internas provocadas pelas dilatações). A sua consideração assume especial importância nos motores com cilindros de grandes dimensões, nos motores funcionando com o ciclo de dois tempos e muito particularmente nos motores sobrealimentados, sendo estes geralmente os casos em que a potência do motor é limitada pelo nível térmico admissível, mais do que pelo rendimento da combustão ou pela incapacidade de suportar as solicitações mecânicas.

As dificuldades de funcionamento que podem resultar duma excessiva carga térmica são, principalmente: colagem de segmentos, gripagem de camisas, fendas e fracturas nas coroas dos êmbolos, nas cabeças dos cilindros e nas válvulas de escape, destruição das juntas de vedação das cabeças, etc., tudo consequência das elevadas temperaturas atingidas em serviço pelos referidos componentes.

O conhecimento exacto das temperaturas das diferentes partes do motor que limitam a câmara de combustão é o único caminho que permite a avaliação exacta do grau de solicitação térmica dos materiais que constituem essas peças, sendo um elemento indispensável para o estudo das disposições construtivas a adoptar, quando a carga térmica se revele exagerada. É lógico portanto que os construtores dediquem a maior atenção à determinação dessas temperaturas e ao estudo da sua melhor distribuição. Sucede, porém, que sendo a referida determinação demorada e dispendiosa, ela é geralmente feita sob condições que nem sempre correspondem às de trabalho do motor e por vezes só incompletamente se faz.

Ao utilizador, efectivo ou em potencial, só raramente esses elementos são fornecidos, tendo este por isso que lançar mão de indicações indirectas que lhe permitam obter uma ideia mais ou menos aproximada do grau de carga térmica dos diferentes motores que lhe sejam oferecidos para uma dada aplicação.

São várias as grandezas que têm sido utilizadas ou propostas como índices de carga térmica. Passemos seguidamente em revista as mais conhecidas:

a) *Fluxo de calor para o refrigerante por cm² de área exposta e por hora.*

É claro que, em igualdade de constituição e espessura das paredes do cilindro, o fluxo de calor por unidade de superfície e de tempo será proporcional à queda de temperatura através das paredes do cilindro e esta é, como se sabe, proporcional às tensões internas que provoca. Sendo assim, quanto maior for o referido fluxo de calor maior será a sobrecarga térmica do motor referido. Esta conclusão, no entanto, deixa de ser válida logo que os motores a comparar tenham constituição e material diferentes, por exemplo diferentes espessuras de paredes, diferentes velocidades de circulação da água de refrigeração, êmbolos de alumínio em vez de ferro fundido, ou êmbolos ôcos refrigerados por circulação interna de óleo, etc.

O valor deste índice é portanto limitadíssimo.

b) *Temperatura de escape:*

É compreensível que quanto mais elevada for a temperatura de escape maior será a temperatura média dos gases durante o ciclo de funcionamento e mais alta será portanto a temperatura das peças em contacto com esses gases. Não pode no entanto nesta base fazer-se a comparação de motores diferentes devido em parte às razões expostas acima, às quais podemos ainda adicionar a dependência entre a temperatura de escape e as condições de combustão; isto, sob determinadas condições, pode significar que a uma elevada temperatura de escape não corresponde uma temperatura média dos gases mais alta do que a normal. O inverso sucede por exemplo nos motores sobrealimentados, em que a uma temperatura de escape relativamente baixa pode corresponder uma elevada temperatura das paredes do cilindro, pois (como recordaremos mais adiante) a densidade média do fluido admitido é um factor primordial na transmissão do calor.

Também por razões óbvias, não é possível comparar nesta base motores de ciclo a 4 tempos com outros de 2 tempos (mistura com o ar de lavagem).

É de concluir portanto que o emprego de temperatura de escape como índice comparativo é ainda mais grosseiramente aleatório.

c) *Tensão térmica relativa*

Este índice, imaginado por Jendrassik é dado por:

$$R_t = \left(\frac{D}{100}\right)^{\frac{7}{4}} \left(\frac{L}{100}\right)^{-\frac{1}{4}} \left(\frac{n}{1000}\right)^{\frac{3}{4}}$$

D — diâmetro do cilindro em m/m
L — curso do êmbolo em m/m
n — número de rotações por minuto

e define-se como o quociente entre a queda de temperatura obtida através de um dado ponto da parede e a que se obteria num motor com 100 m/m de diâmetro, 100 m/m de curso e 1000 rp.m. trabalhando nas mesmas condições (pressão média, excesso de ar, densidade do ar admitido, temperatura e velocidade do refrigerante, etc.).

A utilização deste factor, como ressalta da própria definição, tem de fazer-se sempre com as devidas cautelas, obtendo-se na maioria dos casos valores simplesmente aproximados. Como esta comparação é baseada ùnicamente nos factores a que poderemos chamar «geométricos», não será lícito comparar motores sobrealimentados, 2 tempos com 4 tempos, nem nos é possível saber até que ponto a variação na potência de um determinado motor o pode conduzir a condições relativamente mais favoráveis.

d) *Fórmula de Van Tijen*

Esta fórmula, relativamente recente (1955), pretende indicar a diferença de temperatura $\Delta T'$ entre um dado ponto da face interna das paredes do cilindro e o fluido refrigerante. Segundo o seu autor, a introdução de determinadas aproximações e simplificações nos resultados dum trabalho apresentado por Nusselt em 1923, conduziu à seguinte expressão, válida ùnicamente para cilindros com diâmetro superior a 200 mm:

$$\Delta T' = (C_1 + C_2 V_e) \frac{p_i^m}{T} \cdot d^n \left(\frac{1{,}0 + C_3 p_a}{p_a}\right)$$

em que

$C_1, C_2 C_3$ — constantes a determinar experimentalmente
p_i — pressão média indicada
n e m — expoentes (segundo o autor n=0,33 a 0,47 e m = 0,47 a 0,55)
T — Número de «tempos» do ciclo de funcionamento (2 ou 4)
d — Diâmetro do cilindro
V_e — Velocidade média do êmbolo
p_a — Pressão de admissão (at. absolutas).

Fàcilmente se notam as dificuldades que levanta o emprego universal desta fórmula, dado o desconhecimento das constantes C_1, C_2 C_3 e a dúvida que envolve os valores a atribuir aos expoentes *n* e *m*. De momento portanto esta fórmula não tem qualquer aplicação prática, podendo no entanto servir para apontar quais os factores que mais acentuadamente influenciam a sobrecarga térmica dos motores. Foi aliás com esta intenção que a apresentamos aqui.

e) *Factor Chatterton*

Segundo este autor, a carga térmica que incide sobre as peças que limitam a câmara de com-

bustão pode ser avaliada a partir da média das temperaturas obtidas durante a fase de expansão. Tomando esta como a média aritmética entre a máxima temperatura do ciclo e a temperatura de escape e relacionando estas com a temperatura do ar admitido T_a, com o poder calorífico do combustível H, com o grau de compressão ε, e com a relação ponderal ar-combustível R, conclui Chatterton que:

$$T_m = \frac{1}{2}\left[T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1} + \frac{H}{C_v (R+1)}\right]\left[1 + \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{n_e - 1}\right] \quad \ldots . (^\circ K)$$

(nc e ne são os expoentes das politrópicas de compressão e expansão respectivamente).

O valor de T_m terá no entanto, para ser convertido na temperatura realmente atingida pelas peças, de ser multiplicado por coeficientes a determinar experimentalmente e que representarão a maior ou menor capacidade que cada componente tem de conduzir para o exterior o calor recebido dos gases.

É compreensível portanto a dificuldade que se depara a quem desejar fazer deste factor um uso menos limitado, pretendendo por exemplo comparar nesta base motores de diferentes concepções construtivas.

* * *

Fica assim notada a carência de um índice de carácter não-restritivo que permita comparar motores diversos destinados a uma mesma aplicação, não desprezando ainda a possibilidade de comparar um dado motor consigo mesmo, isto é, de pôr evidência até que ponto a modificação das condições de trabalho o afectam sob o ponto de vista térmico.

Os capítulos seguintes constituem uma tentativa no sentido de definir um índice que tenha as características esboçadas e se possível mais uma: a de ser fàcilmente determinável.

II — Transmissão de calor através de uma parede plana. Índices da dificuldade da transmissão

Conforme já foi acentuado, o problema das solicitações térmicas está ìntimamente ligado ao da determinação do fluxo de calor para o refrigerante. Começaremos portanto por expor os princípios a que obedece a transmissão do calor entre uma mistura de gases quentes e um fluido refrigerante (ar ou água) através de uma parede plana, por semelhança com o que se passa nos cilindros dos motores de combustão interna. Bem sabemos que as paredes dos cilindros não são planas, apresentando até em certos locais configuração assás completa; podemos no entanto supor a área exposta subdividida num elevado número de superfícies elementares suficientemente pequena para que cada uma delas possa ser considerada plana sem erro sensível.

A cada uma destas áreas parcelares será então aplicada a análise que vamos expor: o resultado final será o somatório dos resultados obtidos com cada uma das parcelas referidas.

Suponhamos então uma parede plana de espessura e constituída por um material de condutibilidade k em contacto numa das faces com os gases motores a uma temperatura média Tg (1) e do outro lado com o refrigerante à temperatura T_r, sendo $T_r < T_g$. Sendo assim, a quantidade de calor que atravessa a parede por unidade de tempo e por unidade de área exposta será:

$$q = K\,(T_g - T_r) \qquad (1)$$

sendo K o coeficiente global de transmissão definido por

$$K = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_g} + \dfrac{e}{k} + \dfrac{1}{\alpha_r}} \qquad (2)$$

em que:

α_g — coef. de transmissão entre o gás e a parede
α_r — coef. de transmissão entre a parede e o refrigerante.

Com estes dados é possível, utilizando a conhecida construção gráfica de Schmidt, determinar as temperaturas que tomam as faces interna e externa da parede em questão (Fig. 1). Se estas forem respectivamente T_{pg} e T_{pr}, sabe-se que a parede ficará submetida a uma tensão interna

(1) Mais adiante será definido com precisão este conceito de «temperatura média».

provocada pela desigual dilatação de ambas as faces. Esta tensão será dada por:

$$\sigma_t = \frac{\beta \cdot E \cdot \Delta T_p}{2\left(1 - \frac{1}{m}\right)} \qquad (3)$$

em que:

β — coeficiente de dilatação do material da parede
E — módulo de elasticidade
m — coeficiente de Poisson
$\Delta T_p = T_{pg} - T_{pr}$: gradiante de temperatura através da parede.

Ora, como é evidenciado pela Fig. 1, podemos escrever a equação (1) sob qualquer das três formas seguintes:

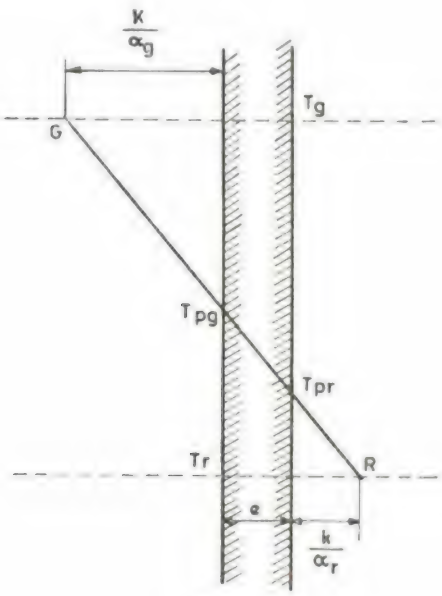


Fig. 1

$$q = \alpha_g (T - T_{pg}) = \frac{k}{e} (T_{pg} - T_{pr}) = \alpha_r (T_{pr} - T_r) \qquad (4)$$

Na 2.ª forma indicamos que ΔT_p é proporcional a q, donde se conclui imediatamente que a tensão térmica é tanto maior quanto maior for q.

Isto corresponde lògicamente ao conhecido fenómeno do agravamento das condições térmicas com o aumento da carga sobre um motor. Tal agravamento pode provir quer de uma elevação T_g (deslocação para cima do ponto G) quer de um aumento de α_g (deslocação para a direita do ponto G) ou de ambos simultâneamente. Qualquer deles, como veremos adiante, resultará de um aumento da potência pedida ao motor.

Nesta hipótese o agravamento é ainda acentuado pelo facto de que, aumentando o valor de T_{pg} (ver Fig. 1) diminui localmente a carga limite de elasticidade do material, dado que para a maioria dos materiais metálicos o limite elástico desce com a subida da temperatura; assim, não só a tensão específica aumentou como diminuiu localmente a resistência do material. Ficamos portanto muito mais vizinhos da rotura do que antes.

Na Fig. 4 apresentamos um quadro da variação com a temperatura da resistência dos principais materiais usados na construção de motores. Como se vê a diminuição da resistência com a temperatura é de tal magnitude que a simples elevação de T_{pg} sem que com isso aumente o fluxo de calor (pode até diminuir) é muitas vezes suficiente para conduzir a novo agravamento das condições locais de trabalho. Tal sucederá, por exemplo, quando, por insuficiência de velocidade de circulação da água refrigerante, ou formação local de vapor, ou ainda pelo emprego da refrigeração por ar em vez de água, o coeficiente α_r tome valores inferiores aos considerados normais. Em tais circunstâncias, a construção da figura 1 transforma-se na Fig. 2, com acentuada deslocação para a direita do ponto R, elevação de T_{pg} e certa diminuição de ΔT_p, que

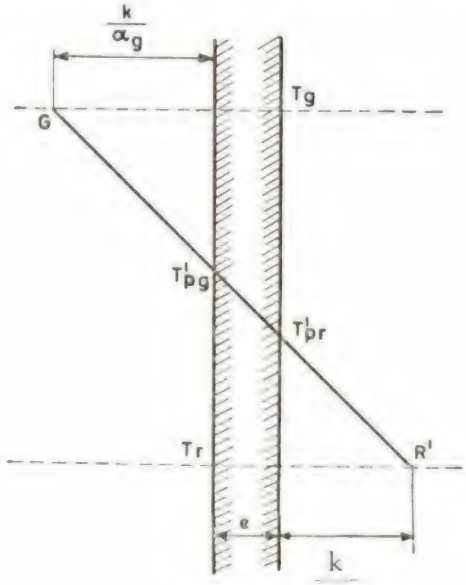


Fig. 2

no entanto poderá não ser suficiente para compensar a quebra local de resistência mecânica a que aquela elevação deu lugar.

Outro caso de transmissão difícil provocando uma degradação nas condições de funcionamento sob o ponto de vista térmico, é o que resulta de uma exagerada espessura da parede. Temos na Fig. 3 a representação de um tal exemplo, donde se pode ver que o quadro é bem mais sombrio que o da Fig. 2 e bastante pior que o da Fig. 1. Com efeito, comparando as 3 figuras que para tanto foram traçadas à mesma escala e partindo dos mesmos valores de T_g, T_r, α_g e k, pode constatar-se:

1.º) Que a fadiga térmica σ_t é maior no caso da Fig. 3 do que nos exemplos anteriores, supondo, claro está que α_r tem igual valor nas Figs. 1 e 3, e que a espessura da parede é a mesma nas Figs. 1 e 2.

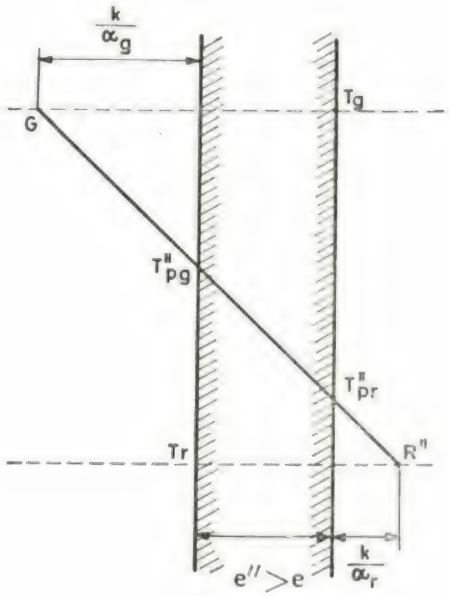


Fig. 3

2.º) Que a temperatura T_{pg} é maior no caso da Fig. 3 do que no da Fig. 1, diminuindo portanto sensìvelmente a resistência do material.

Do exposto até agora pode-se já concluir que qualquer agravamento da carga térmica é sempre acompanhado de uma elevação de T_{pg}. Razão têm portanto os construtores em incluirem a determinação da temperatura superficial das peças que limitam o volume do cilindro como um factor indispensável no estudo de qualquer nova construção ou modificação que afecte o nível térmico. A prática não faz mais do que confirmar que os pontos mais críticos neste particular são justamente aqueles onde se medem os maiores valores de T_{pg}.

Vejamos agora o que sucede se aumentarmos a carga do motor, isto é, se o obrigarmos a queimar mais combustível na unidade de tempo. É claro que o valor de T_g aumentará e, uma vez que já dissemos ser a densidade um factor de primordial importância na transmissão de calor, o valor de α_g aumentará também. Em suma, o ponto G. deslocar-se-á, para cima e para a direita. Suponhamos (Fig. 5) que a sua nova posição será G'.

Representemos, ainda na mesma figura, dois casos de transmissão de calor, um, a que chamaremos de «transmissão fácil», representado pelo ponto R_f e outro, que chamaremos de «transmissão difícil», referenciado pelo ponto R_d. Para o efeito tanto faz que a dificuldade provenha de maior espessura de parede como de menor valor de α_r, pelo que não detalharemos a parte da figura situada à direita do plano representativo da face interna da parede.

Temos assim, pela construção conhecida, dois pares de valores da temperatura da parede nesta face interna: T_{pgf} e T_{pgd} correspondentes ao regime caracterizado por G e T'_{pgf} e T'_{pgd} correspondentes ao novo regime de funcionamento definido por G'.

Vejamos agora o que se poderá concluir do exame desta figura.

Em primeiro lugar procuraremos investigar como varia o fluxo de calor nos dois casos considerados, ao passarmos de G para G'.

Como sabemos já, o fluxo de calor para o refrigerante seria, no caso da «transmissão fácil»:

a) Ao regime G . . . . $q_f = \alpha_g (T_g - T_{pgf})$
b) Ao regime G' . . . . $q'_f = \alpha'_g (T'_g - T_{pgf})$

O acréscimo relativo é neste caso:

$$A_f = \frac{q'_f}{q_f} = \frac{\alpha'_g}{\alpha_g} \cdot \frac{T'_g - T'_{pgf}}{T_g - T_{pgf}}$$

No caso da transmissão difícil, teremos:

a) Regime G . . . . $q_d = \alpha_g (T_g - T_{pgd})$
b) Regime G' . . . . $q'_d = \alpha'_g (T'_g - T'_{pgd})$

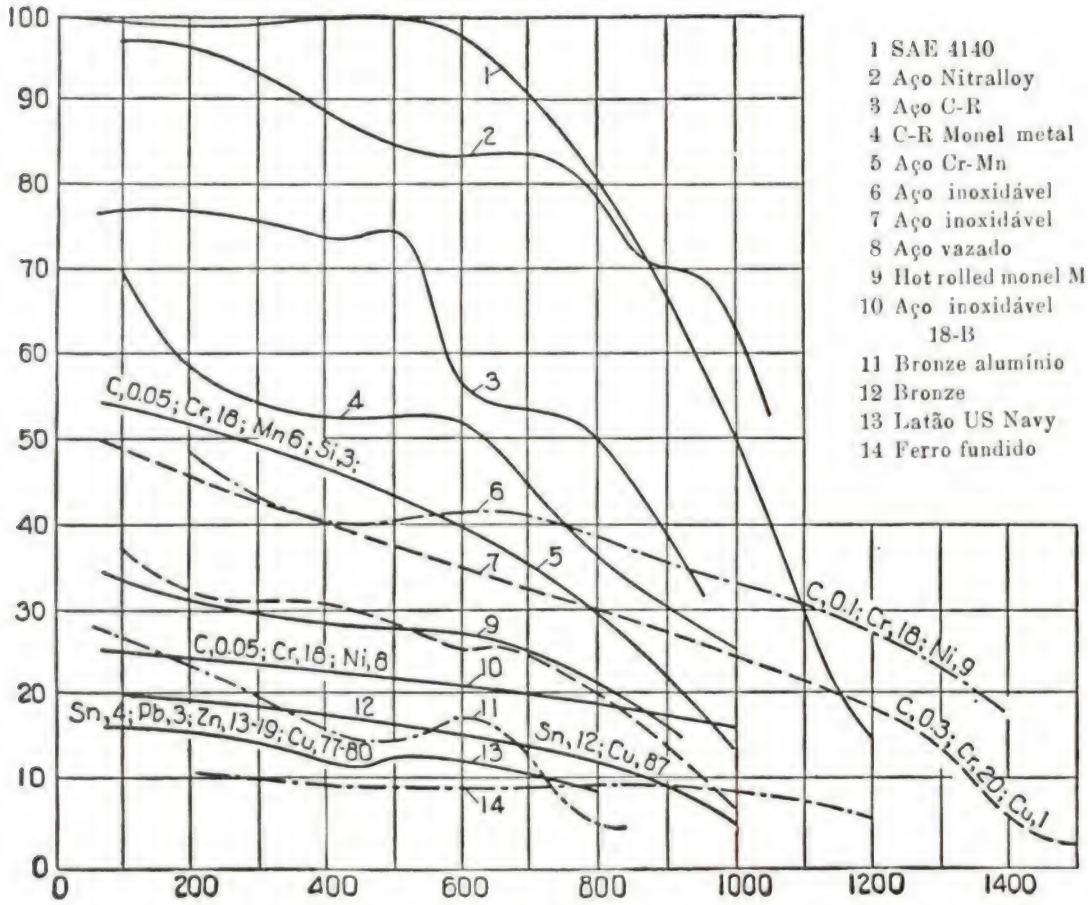


Fig. 4

(Reproduzida de Maleev — Internal Combustion Engines)

e o acréscimo relativo:

$$A_d = \frac{q'_d}{q_d} = \frac{\alpha'_g}{\alpha_g} \cdot \frac{T_g - T'_{pgd}}{T_g - T_{pgd}}$$

Relacionemos agora A_f com A_d, procurando achar o seu quociente.

Teremos:

$$\frac{A_f}{A_d} = \frac{T_g - T'_{pgf}}{T_g - T_{pgf}} \cdot \frac{T_g - T_{pgd}}{T'_g - T_{pgd}} =$$

$$= \frac{T_g - T'_{pgf}}{T'_g - T_{pgd}} \cdot \frac{T_g - T_{pgd}}{T_g - T_{pgf}} = \frac{t_g\,\alpha}{t_g\,\gamma} \cdot \frac{t_g\,\delta}{t_g\,\beta} \qquad (5)$$

como é evidente, considerando a Fig. 5. Desta figura podemos tirar ainda:

$$T_g - T_r = L_d \,.\, t_g\,\delta = L_f \,.\, t_g\,\beta$$

e

$$T'_g - T_r = L'_f \,.\, t_g\,\alpha = L'_d \,.\, t_g\,\gamma$$

donde:

$$\frac{t_g\,\delta}{t_g\,\gamma} = \frac{t_g\,\beta}{t_g\,\alpha} \cdot \frac{L_f}{L'_f} \cdot \frac{L'_d}{L_d}$$

Retomando a equação (5) será:

$$\frac{A_f}{A_d} = \frac{t_g\,\alpha}{t_g\,\beta} \cdot \frac{t_g\,\delta}{t_g\,\gamma} = \frac{L_f}{L'} \cdot \frac{L'_d}{L_d} =$$

$$= \frac{(L_d - b)\,(L_d - a)}{(L_d - a - b)\,.\,L_d} = \frac{L^2 - L_d\,a - L_d\,b + ab}{L^2 - L_d\,a - L_d\,b} > 1$$

Quer dizer $A_f > A_d$, ou seja: o incremento relativo do fluxo de calor para o refrigerante, correspondente a um dado aumento de carga, é tanto menor quanto mais «difícil» for a transmissão da face interna da parede para o exterior.

Ora, se supozermos uma variação de carga muito pequena, podemos escrever

$$A_d = \frac{q'_d}{q_d} = \frac{q_d + dq_d}{q_d} = 1 + \frac{dq_d}{q_d}$$

e semelhantemente:

$$A_f = 1 + \frac{dq_f}{q_f}$$

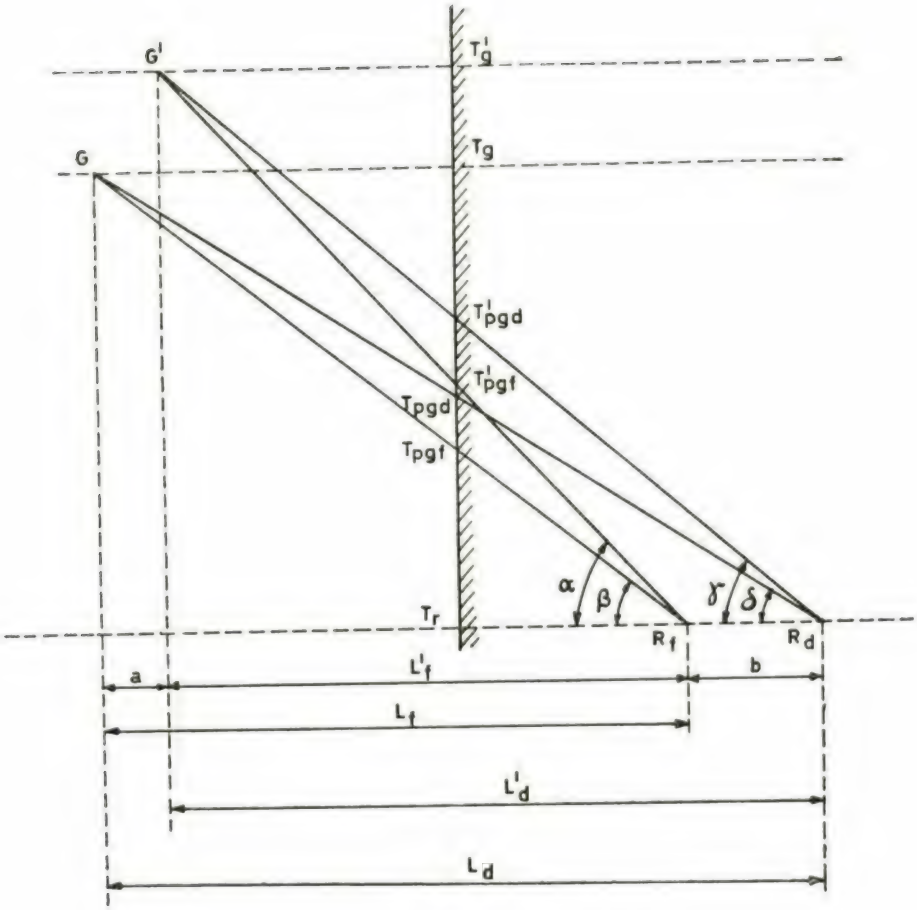


Fig. 5

Logo, do que acima se deduziu concluímos que:

$$\frac{dq_f}{q_f} > \frac{dq_d}{q_d} \quad \text{ou} \quad \frac{q_d}{q_f} > \frac{dq_d}{dq_f}$$

e como por definição $q_f > q_d$ teremos $dq_d < dq_f$, para uma dada variação no regime de carga, a partir de um nível pré-fixado. Melhor ainda, se for x a variável independente que define o regime de carga, podemos escrever que, para um determinado valor x_0 dessa variável será

$$\left(\frac{dq_d}{dx}\right)_{x=x_0} < \left(\frac{dq_f}{dx}\right)_{x=x_0}$$

Desta maneira é aparente a possibilidade de aferir a «dificuldade da transmissão», e portanto o valor relativo de T_{pg}, pelo valor de $\frac{dq}{dx}$.

Outra observação que podemos ainda fazer a partir da fig. 5 é a seguinte:

Como se vê, quanto mais penosa for a transmissão para o exterior tanto mais elevada será a temperatura da parede, em igualdade de T_g e X_g.

Se designarmos por ΔT_p a diferença de temperatura entre os gases e a face interna da parede, poderemos aferir a dificuldade da condução do calor pelo valor da relação $\frac{T_g}{\Delta T_p}$, a qual tomará valores mais altos para os casos em que a transmissão para o refrigerante se fizer com maior dificuldade.

Como é lógico, se um dado motor tender a trabalhar com valores de $\frac{T_g}{\Delta T_p}$ mais baixos do que outro, o primeiro poderá sem inconveniente funcionar com cargas mais elevadas do que o segundo. Com efeito, dentro de certos limites, verificar-se-á que o primeiro motor toma, apesar disso, temperaturas internas das paredes do cilindro não superior às que se verificam no segundo.

Esta constatação pode fazer-se na Fig. 5 em

que, apesar dos pontos G e G' estarem sensìvelmente afastados, as temperaturas T_{pgd} e T'_{pgf} quase que coincidem.

III — Transmissão em regime periódico — Temperatura média aparente dos gases — Valores instantâneos do coeficiente de transmissão

Nas considerações feitas até aqui temos ignorado propositadamente o facto bem conhecido de que, tanto a temperatura dos gases T_g como o coeficiente de transmissão α_g entre estes e a parede são variáveis durante o ciclo termo-dinâmico.

Com efeito, o fluxo de calor para o refrigerante por unidade de tempo e de área exposta é dado por:

$$q = \frac{1}{t_o} \oint \alpha_g (T_g - T_{pg}) \, . \, dt \qquad (6)$$

sendo t_o o tempo necessário para descrever um ciclo.

A equação (6) é ainda susceptível de uma simplificação, tomando os valores médios das principais variáveis e considerando que T_{pg} é pràticamente constante ao longo de todo o ciclo.

$$q = \frac{1}{t_o} \oint (\alpha_g \, . \, T_g - \alpha_g \, T_{pg}) \, dt =$$

$$= (\alpha_g \, T_g)_m - \alpha_{gm} \, T_{pg} \qquad (7)$$

Se agora introduzirmos a temperatura média aparente dos gases T_{ag} definida por:

$$T_{ag} = \frac{(\alpha_g \, . \, T_g)_m}{\alpha_{gm}} \qquad (8)$$

teremos:

$$q = \alpha_{gm} (T_{ag} - T_{pg}) \qquad (9)$$

O significado de Tag apreende-se fàcilmente se notarmos que, para q = o virá Tpg = Tag, isto é: se não houvesse calor conduzido para o exterior as paredes tomariam uma temperatura constante, igual a Tag.

Falta apenas especificar a maneira como é determinado o coeficiente médio de transmissão α_{gm} entre os gases e a face interna da parede. Trata-se, claro está, da média dos diversos valores de α_g determinados, ponto a ponto, a partir do diagrama do ciclo termodinâmico.

Para calcular os valores instantâneos de α_g existem presentemente à nossa disposição três fórmulas, designadas pelos nomes dos seus autores e que são, por ordem cronológica da sua publicação:

a) Nusselt: $\alpha_g = 0{,}99 \sqrt[3]{p^2 T} (1 + 1{,}24 \, V_e)$

b) Eichelberg: $\alpha_g = 2{,}1 \sqrt[3]{V_e} \sqrt{p T}$

c) Taylor: $\alpha_g = K \, C_p \, (\rho \, . \, V_e)^n \left(\frac{d}{\mu}\right)^{n-1}$

Nestas fórmulas:

p = pressão absoluta dos gases
T = temperatura absoluta dos gases
V_e = velocidade média do êmbolo
C_p = calor específico dos gases à pressão constante
ρ = densidade dos gases
d = diâmetro do cilindro
μ — viscosidade dos gases
n e k — coeficientes a fixar pela experiência.

As 2 primeiras fórmulas apresentadas são de aplicação relativamente simples e daí o seu elevado interesse prático. Ambas resultaram, porém, directamente de determinações experimentais, sofrendo por consequência de importantes restrições a saber:

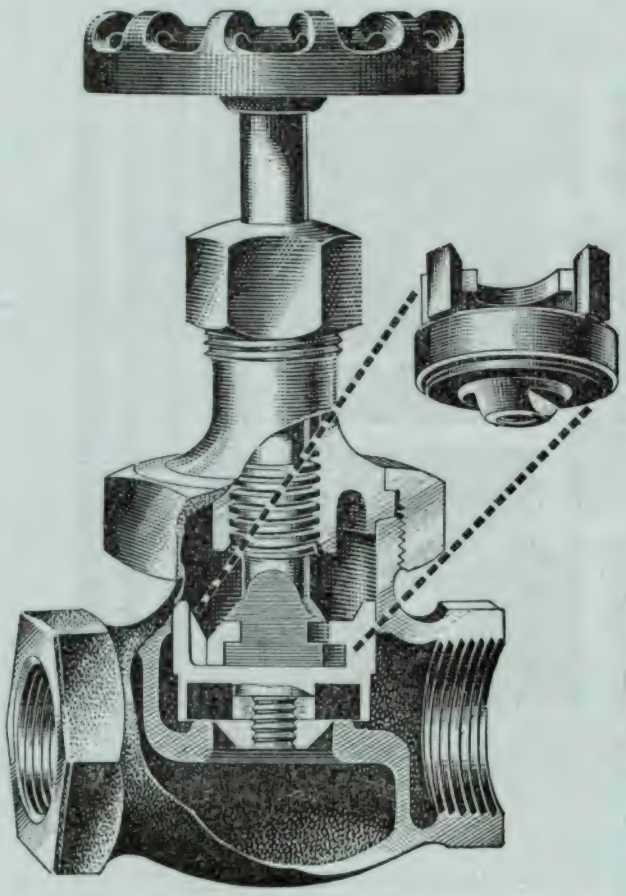
1.º) — Não põem em evidência os factores que primàriamente influenciam a transmissão do calor, visto a preocupação dos seus autores ter aparentemente sido a de utilizar ùnicamente dados que pudessem ser extraídos dos diagramas termodinâmicos clássicos.

2.º) — Não entram em linha de conta com os «factores geométricos», nomeadamente o diâmetro do cilindro que a prática indica de suma importância, aliás já previstos tanto por Jendrassik como por van Tijen como se disse atrás. Com efeito é crítica corrente às fórmulas de Nusselt e Eichelberg terem estas sido estabelecidas a partir de ensaios efectuados em motores com cilindros de dimensões hoje consideradas médias — o que obriga em circunstâncias extremas (cilindros muito pequenos ou muito grandes) a substituir os coeficientes numéricos daquelas fórmulas por outros valores mais adequados — para não incorrer em erros inadmissíveis. Note-se, por exemplo, que a Fiat Grandi Motori usa no

ROMAR
UMA ORGANIZAÇÃO AO SERVIÇO DA INDÚSTRIA
SOLDADURA
Máquinas, equipamentos e eléctrodos para toda a espécie de soldadura e sua preparação
Por PONTOS
Em ARGON ou CO2
Por ARCO
AUTOMÁTICA
OXI-ACETILÉNICA
O nosso Gabinete Técnico está apto a resolver todos os seus problemas de soldadura eléctrica e oxi-acetilénica
LISBOA
R. DA BOA VISTA, 83-1.º-D
TELEFS. 672161/2/3/4/5
LUANDA
LARGO DA REPÚBLICA, 29
LOURENÇO MARQUES
AV. MANUEL DE ARRIAGA, 55-1.º
PORTO
R. DE SÁ DA BANDEIRA, 589
TELEFS. 25871-32205
E 4-1-60

Parece interessante! Posso deixá-lo ficar consigo?

S.



BOLETIM DAS VÁLVULAS CRANE DE BRONZE.

... APRESENTANDO A D7 COM SUPORTE E OBTURADOR DE DISCO AMOVÍVEIS.

O suporte de disco amovível da D7 torna possível ao Engenheiro substituir rápida e fàcilmente os discos de qualquer válvula da sua larga gama. O suporte substituido pode posteriormente ser equipado com um novo disco conforme as necessidades do Engenheiro. Esta válvula é feita de acordo com a norma Britânica 2060 e é indicada para condutas de vapor e água quente e para serviços em baixa temperatura tais como água, óleo, gás ou ar. Quando totalmente abertas estas válvulas podem ser empancadas sob pressão. Podem ser empancadas especialmente para condutas de petróleo.

Modelos roscados ou com flanges encontram-se à venda. — Valvulas roscadas de acordo com as normas Britânicas ou Americanas. Válvulas com flanges de acordo com as normas Britânicas tabela 'D', 'E', 'F', ou 'H' — ou com normas Americanas.

Pressão de trabalho: (Válvulas com roscas) para vapor saturado até 200 libras. Para fluidos frios até 400 libras.
Medidas: Válvulas com rosca — 1/4" a 3". Válvulas com flanges — 1/2" a 3". As medidas 2½" a 3" têm castelo aparafusado.

CRANE

VÁLVULAS DE BRONZE
FERRO FUNDIDO E AÇO

AGENTES EM PORTUGAL
R. E. B. E. L.
Rua Joaquim António de Aguiar, 45
LISBOA-1

Crane, Limited
15-16, Red Lion Court,
Fleet Street,
London, E. C. 4, ENGLAND.

V14

estudo de motores marítimos de grande cilindrada, a fórmula de Eichelberg com o coeficiente 3,75 em lugar de 2,1.

A fórmula de Taylor, a mais recente de todas, é também das três apresentadas a que menos aplicação tem tido na prática. Com efeito, se bem que deduzida pelos princípios da análise dimensional e confirmada por ensaios efectuados sobre unidades geomètricamente semelhantes, englobando por isso todas as variáveis independentes que primàriamente afectam a transmissão do calor entre os gases e as paredes, esta fórmula apresenta grandes dificuldades de utilização.

Não só se torna complexa a avaliação dos diferentes parâmetros que nela entram como também há que conhecer prèviamente *n* e *k*. É verdade que numa comunicação recente o próprio Taylor, após ter ensaiado diversos motores com características muito dispares, conclui por propôr $n = 0{,}75$ como um valor médio a utilizar em todos os casos com a mínima probabilidade de erro. Esta simplificação, porém, não foi ainda suficiente para colocar a fórmula de Taylor a par das 2 mencionadas anteriormente, sob o ponto de vista de interesse prático. É porém inegável a clareza didática que verdadeiramente a destaca das restantes, porquanto só ela aponta com segurança as relações entre o fenómeno e as suas raízes originais.

IV — Determinação experimental do fluxo de calor para o refrigerante. Variação com a carga do motor. Justificação analítica

A determinação experimental do fluxo de calor para o refrigerante é geralmente efectuada através da medição do caudal do refrigerante e da respectiva elevação de temperatura ao atravessar as câmaras de refrigeração dos cilindros. Desta maneira, o que efectivamente se mede é o somatório dos fluxos através das áreas elementares *ds* em que supozemos dividida a superfície exposta do cilindro, isto é, na unidade de tempo o fluxo total:

$$Q = \int^{A} q \,.\, ds = q_m \,.\, A$$

sendo *A* a área total da superfície exposta e q_m a média dos fluxos locais unitários.

Ora como sabemos, não só o fluxo de calor através das paredes do cilindro varia de ponto para ponto como também, e em consequência, são desiguais as temperaturas atingidas nos diferentes pontos da superfície exposta.

Se agora definirmos uma temperatura superficial média:

$$T_{pgm} = \frac{1}{A} \int^{A} T_{pg} \,.\, ds \qquad (10)$$

podemos escrever, à semelhança das equações (6) e (9):

$$q_m = \frac{1}{t_o} \oint \alpha_g \,(T_g - T_{pgm})\, dt = \alpha_{gm}\,(T_{ag} - T_{pgm})$$

em que o índice *m* em α_{gm} representa «média no tempo», ao passo que em *Tpgm* representa «média na superfície» como já evidenciamos.

Teremos então finalmente:

$$Q = A\, \alpha_{gm}\,(T_{ag} - T_{pgm}) = A\, \alpha_{gm}\, \Delta T_p \qquad (11)$$

Quer dizer, o conhecimento de Q permite-nos determinar a temperatura média das paredes do cilindro Tpgm a qual, sem corresponder necessàriamente à temperatura em algum ponto determinado, pode no entanto servir como indicativo do *nível global* de solicitação térmica do motor, como concluímos já das Figs. 1, 2 e 3.

Cabe aqui lembrar que, sendo Q o fluxo total na unidade de tempo através das paredes do cilindro, temos de atentar a que, no caso hoje vulgar de o motor ter refrigeração interna dos êmbolos, quer por circulação quer por jacto de óleo, o fluxo que desta resulta deve ser incluído no total acima. Como em geral neste caso o motor vai munido de um sistema de circulação externa para refrigeração do óleo, a determinação faz-se igualmente pela medição no caudal de óleo e da respectiva queda de temperatura através do respectivo arrefecedor. Atendendo no entanto a que grande parte do calor recebido pelo óleo — quando este for o mesmo utilizado na lubrificação dos órgãos móveis — provém dos atritos do movimento, temos de subtraír àquele total o equivalente térmico das perdas mecânicas.

Esta determinação não é difícil, ficando apenas de fora a parcela correspondente à irradiação para o meio ambiente, a qual no entanto, não parece introduzir diferenças capazes de alterar sensìvelmente o resultado final.

* * *

Sabido como é que qualquer motor pode funcionar sem dificuldades de origem térmica desde que a sua capacidade não seja utilizada além de um determinado «nível de segurança», e lembrando ainda o que se constatou atrás a propósito da Fig. 5, não resta dúvida de que pode ter interesse o estudo da variação do fluxo de calor para o refrigerante com a carga do motor.

Verificações experimentais levadas a cabo sobre um considerável número de motores de vários tipos e capacidades levaram Alcock, Robson e Mash a concluir que o fluxo total horário de calor através das paredes de cado cilindro (Q) está relacionado com o peso (x) de combustível queimado por hora no mesmo cilindro, por uma lei da forma:

$$Q = C \cdot x^n \qquad (12)$$

Nesta expressão C e n são duas constantes, fàcilmente determináveis traçando em escala logarítimica os valores de Q e de x medidos no ensaio do motor em causa. O próprio Alcock notou, num certo número de motores muito diversos, valores de n compreendidos entre 0,6 e 0,8, o que, sob a influência da comunicação de Taylor já referida, o levou a admitir 0,75 como valor mais provável.

Vejamos agora se é possível relacionar a expressão (12) com qualquer das fórmulas atrás apresentadas para o cálculo do fluxo de calor (Nusselt, Taylor ou Eichelberg). Salta logo à vista que, tanto a fórmula de Nusselt como a de Eichelberg são dificilmente relacionáveis com aquela lei experimental, além de que o resultado de tal trabalho seria confuso e obscuro. Resta-nos a fórmula de Taylor que, como vamos ver, parece talhada para a análise que nos propomos efectuar.

Com efeito, da equação (11) e dando a σ_{gm} o desenvolvimento escolhido, vem:

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_p \cdot C_p \, (\rho \cdot V_e)^n \left(\frac{d}{\mu}\right)^{n-1} \qquad (13)$$

lembrando agora que tanto C_p como μ representam valores médios adequados.

Em primeiro lugar fixemos desde já que, embora seguindo o princípio de considerar o n desta fórmula como o mesmo que aparece na equação (12), não nos parece aceitável tomá-lo como fixo e igual a 0,75. Com efeito se observarmos o gráfico dos resultados experimentais de que se serviu Taylor para encontrar o mencionado valor médio, constatamos que, associando separadamente os pontos correspondentes a cada unidade ensaiada, é perfeitamente notável a definição de um valor de n característico para cada motor (Fig. 6). Neste gráfico nota-se até uma gama de valores mais larga do que a encontrada por Alcoock, entre 0,55 e 0,90 aproximadamente.

Sendo assim, parece-nos mais correcto estabelecer para n em cada caso o valor que resultar do estabelecimento da equação (12), considerando-o portanto desde já como um parâmetro característico de cada máquina investigada.

Posto isto, sejam, além dos símbolos já conhecidos:

x — débito de combustível por cilindro, na unidade de tempo.

λ — coef. de excesso de ar.

m — kg de ar teòricamente necessário para a combustão completa de 1 kg de combustível.

$r = \frac{L}{d}$ relação curso-diâmetro do cilindro

$A_e = \frac{\pi d^2}{4}$ área do êmbolo.

É evidente que o peso de ar admitido em cada cilindro será, na unidade de tempo

$$\lambda m x = \frac{\rho V_e A_e}{Z}$$

$$\text{sendo} \begin{cases} Z = 4 & \text{(motores a 4 tempos)} \\ Z = 2{,}4 & \text{(motores a 2 tempos)} \end{cases}$$

Por outro lado, podemos escrever com boa aproximação:

$$A = 2\,A_e + \pi d L = \frac{\pi d}{2}(d + 2L) = 2\,A_e\,(1 + 2r)$$

donde

$$\frac{\rho V_e A_e}{Z} = m \lambda x = \frac{\rho V_e A}{2 Z (1 + 2r)}$$

e, finalmente:

$$x = \frac{\rho V_e A}{2 Z m \lambda (1 + 2r)} \qquad (14)$$

Ora a equação (11) pode escrever-se:

$$Q = K \,.\, \Delta T_p \,.\, A^{1-n} \,.\, C_p \,(\rho V_e A)^n \left(\frac{\mu}{d}\right)^{1-n} =$$

$$= K \,.\, \Delta T_p \left(\frac{A\mu}{d}\right)^{1-n} .\, C_p \,(\rho\, V_e\, A)^n =$$

$$K_1 \Delta T_p \left(\frac{A\mu}{d}\right)^{1-n} C_p \,(Z\lambda)^n \,(1+2r)^n$$

$$\left[2\, Z m \lambda \,(1+2r)\right]^n$$

sendo $K_1 = 2\ m\ K$ a nova constante. Assim resulta:

$$Q = K_1 \,.\, C_p \,\Delta T_p \,[Z\lambda\ (1+2\,r)]^n \left(\frac{A\mu}{d}\right)^{1-n} .\ x^n$$

Quer dizer, a expressão (12) é perfeitamente explicável pela fórmula de Taylor na sua forma (13), bastando para isso que seja:

$$C = K_1 \,.\, C_p \,\Delta T_p \,[Z\lambda\ (1+2\,r)]^n \left(\frac{A\mu}{d}\right)^{1-n} \qquad (15)$$

o que não custa a aceitar.

V — Desenvolvimento de dQ/dx. Definição e significado do «nível térmico» N_T

Uma vez que o exame da Fig. 4 nos leva a suspeitar de que a derivada da curva Q (x) possa ter um significado interessante, calculemos agora o desenvolvimento de dQ/dx, a que chamaremos $\frac{Z}{N_T}$.

Ora de (12) teríamos:

$$\frac{Z}{N_T} = \frac{dQ}{dx} = C\, n\, x^{n-1} = \frac{C\, n}{x^{1-n}}$$

Se agora atendermos a (14) e (15) virá:

$$\frac{Z}{N_T} = n\, K_1\, C_p\, \Delta T_p\, (Z\lambda)^n\, (1+2r)^n \left(\frac{A\mu}{d}\right)^{1-n}$$

$$\left[\frac{2\, Z\, m\, \lambda\, (1+2r)}{\rho\, V_e\, A}\right]^{1-n}$$

e notando que m é pràticamente constante, teremos:

$$\frac{Z}{N_T} = n\, K_o\, C_p\, \Delta T_p\, \lambda\, Z\, (1+2r) \left[\frac{\mu}{\rho \,.\, d \,.\, V_e}\right]^{1-n}$$

e finalmente:

$$N_T = \frac{R}{n\, C_p\, \Delta T_p\, \lambda\, (1+2r)} \left(\frac{\rho\, V_e\, d}{\mu}\right)^{1-n}$$

$$\left(\text{sendo } R = \frac{1}{K_o}\right)$$

Notando agora que, dentro dos limites de aplicação de N_T, o valor médio de C_p é pràticamente constante, podemos supô-lo englobado em R. Por outro lado como μ depende primàriamente de λ, variando na razão inversa deste (Fig. 6) embora relativamente pouco, podemos também incluir μ na constante R substituindo λ por λ^u, sendo $u \sim 0{,}95$. Assim, ficará finalmente:

$$N_T = \left(\frac{R}{n}\right) \frac{(\rho\, V_e\, d)^{1-n}}{\Delta T_p \,.\, \lambda^u \,.\, (1+2r)} \qquad (16)$$

Esta equação mostra que N_T:

1.º) — Aumenta ao diminuirem λ, r ou ΔT_p. Pelo que conhecemos da análise da fig. 5 e da definição dos índices de Jendrassik e Chatterton, podemos dizer que a diminuição destes factores corresponde, quer a aumento de T_{eg} e σ_{gm}, quer a maior dificuldade na transmissão entre a face interna das paredes do cilindro e o exterior. Em última análise de tal diminuição resulta sempre um aumento de T_{pgm}.

2.º) — Aumenta ao aumentarem V_e, d ou ρ. O que sabemos pelas fórmulas de Eichelberg, Nusselt, Van Tijen e Taylor, e ainda pela definição do índice de Jendrassik, leva-nos a concluir que o aumento destes parâmetros conduz igualmente à elevação de σ_{gm} e T_{eg} e por conseguinte a maiores valores de T_{pgm}.

Podemos concluir então que NT toma valores que estão na razão directa de Tpgm, sendo aparente portanto a possibilidade de utilizar NT como medida do «nível térmico» de um dado motor.

Para exploração desta possibilidade, vejamos o efeito que terão sobre N_T os artifícios correntemente usados para obter o «alívio» térmico de qualquer motor.

1.º) — *Diminuição de carga:* tal consegue-se aumentando λ, diminuindo ρ, ou ambos simultâneamente. Como se vê N_T diminuirá.

2.º) — *Refrigeração prévia do ar de admissão:* (artifício este muito usado em motores fortemente sobrealimentados). O abaixamento da temperatura do ar de admissão tem como efeito imediato

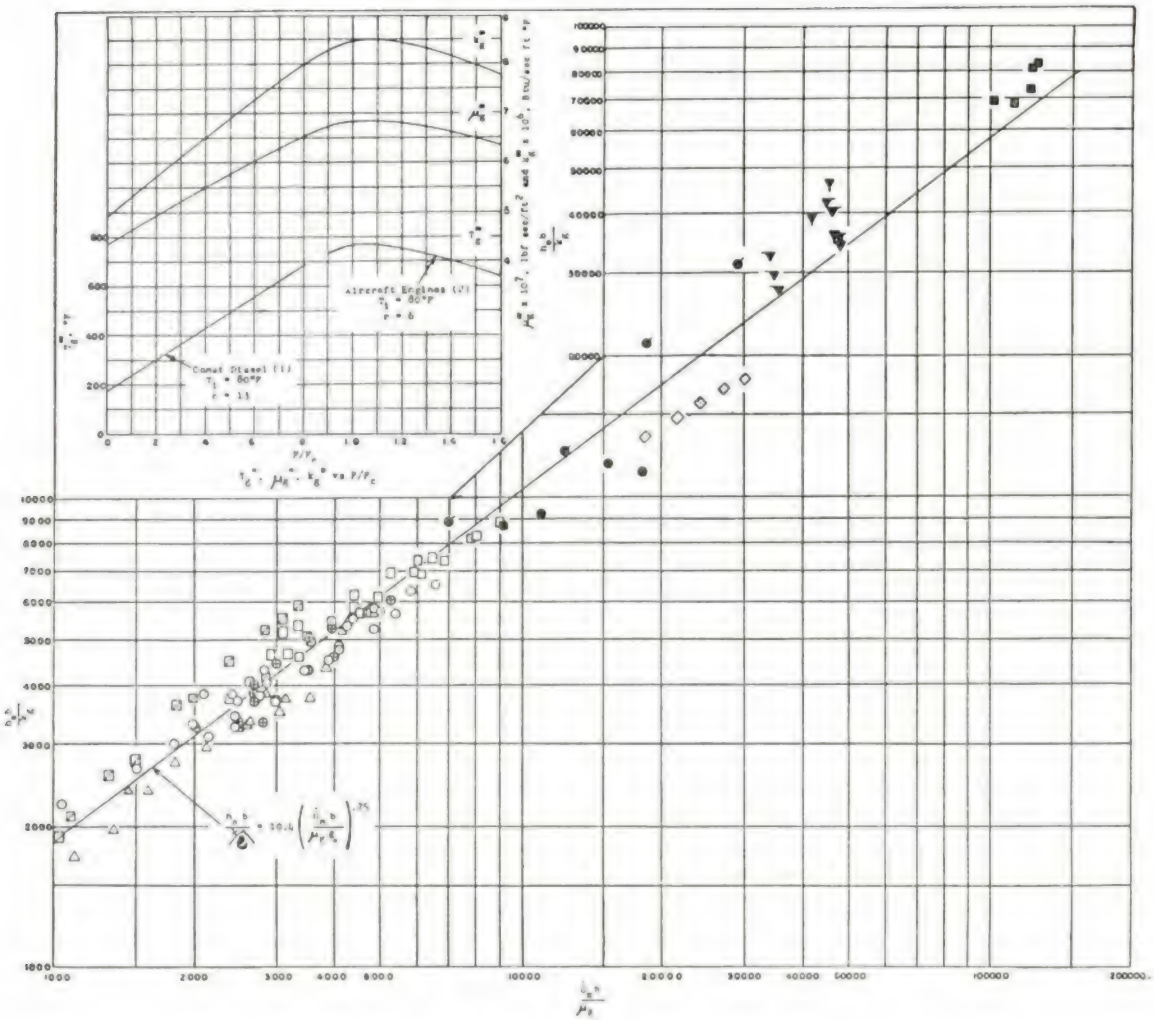


Fig. 6

h_c = Fluxo de calor para o refrigerante por unidade de mmm do êmbofo e de queda de temperatura total.
b = Diâmetro do êmbolo.
k_g = Condutibilidade térmica do ar à temperatura Tg.
M_g = Viscosidade de ar à temperatura Tg.
g_o = Aceleração de gravidade.
G_m = Caudal de combustível e ar por unidade de tempo e de mmm do êmbolo.
$\frac{F}{F_c} = \lambda$ = Coeficiente de excesso de ar.
T_g = Temperatura média efectiva dos gases.
T_c = Temperatura do refrigerante.
T_i = Temperatura no colector de admissão.

Nota — Os símbolos gerais referem-se a diferentes determinações num mesmo motor. Foram ensaiados 7 motores Diesel e 6 de explosão, com cilindros entre 2,5 e 28,3 polegadas de diâmetro.

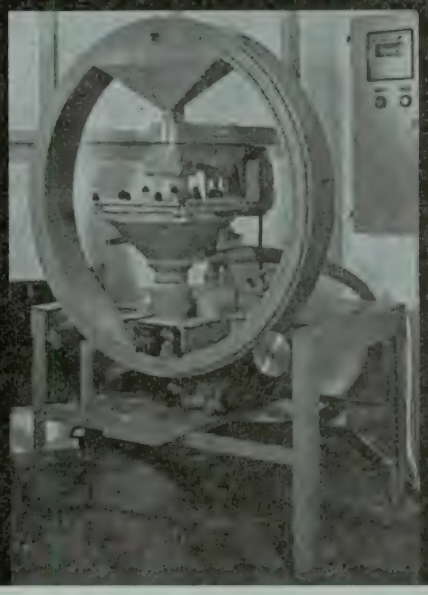
Aircraft Engines	Motor de avião
$T_i = 80°$ F	$r = 6$
$r = 6$	$T_i = 80°$ F
Comet Diesel	Motor Diesel, tipo «Comet»
$T_i = 80°$ F	$r = 13$
$r = 13$	$T_i = 80°$ F

Os ensaios de abrasivos: fonte de economias

+GF+

Os abrasivos metálicos de todos os géneros abundam no mercado. Uma prova objectiva destes custosos produtos impõe-se para estabelecer se eles correspondem ao fim visado.

Prospectos detalhados da nova instalação +GF+ de ensaio de abrasivos será enviada sob pedido.



Georges Fischer Sociedade Anónima, Schaffhouse (Suiça)

Telescriptôr: 52915 geofischer schf

Sociedade Comercial ROMAR Lda. Rua da Boavista, 83-1° D Lisboa

GM 1286/5

O magnífico serviço prestado pela liga cuproníquel

*MONEL

EM OPERAÇÕES CONTÍNUAS DE DECAPAGEM

O nosso periódico "Wiggin Nickel Alloys" distribuido gratuitamente, publica informações várias sobre as propriedades, aplicações e fabrico de ligas Wiggin fornecidas em varões, chapas, barras, tubos, arame, etc.

*Marca Registada

ALIMENTADOR DE AQUECEDOR DE ÁGUA, Fabricado por HICK, HARGREAVES & Ca. Lda. — BOLTON — LANCS

As operações de decapagem exigem equipamento não só resistente à corrosão, mas também rígido e robusto bastante para suportar grandes cargas. A liga Cuproníquel "MONEL" possui todas estas qualidades, como se prova pelo facto de pendurais e suportes feitos nesta liga se encontrarem em serviço contínuo, há mais de 10 anos, nesta instalação de decapagem da fábrica Frigidaire.

LIGAS DE NÍQUEL WIGGIN

Representantes em Portugal

AHLERS, LINDLEY, LIMITADA,

Rua do Ferregial de Baixo 33-2° Lisboa, 2. Telef. 21321/4

Palácio do Atlântico

408 Praça D. João I, Porto. Telef. 31414/5

HENRY WIGGIN

HENRY WIGGIN & CO. LTD., BIRMINGHAM, INGLATERRA

o aumento de ρ. Como, porém, mantendo-se a carga do motor, λ aumentará proporcionalmente à densidade, fàcilmente se verifica que N_T diminui, pois a relação $\frac{\rho^{1-n}}{\lambda^u}$ tenderá a diminuir, atendendo a que u é da mesma ordem de grandeza de n.

3.º — *Lavagem do cilindro* (por sobreposição dos tempos de abertura das válvulas de escape e admissão). Neste caso, a refrigeração interna das paredes do cilindro vai baixar a sua temperatura média e assim aumentar o diferencial médio ΔT_p, entre os gases e as paredes. Também neste caso N_T diminuirá portanto.

Outras verificações conducentes à convicção de que o «índice de nível térmico» N_T definido por (16) pode ser tomado como medida indirecta de T_{pgm} podem ser as seguintes:

a) *Segundo Rogowski*, a aplicação das leis de semelhança à determinação das variáveis que afectam a diferença de temperatura entre as duas faces (interna e externa) de qualquer peça que limite a câmara de combustão faz concluir que, em igualdade de λ e do material que constitui a peça em causa:

$$\Delta T' \propto (P_i V_e d)^n$$

sendo p_i a pressão média indicada. Ora, mantendo-se λ invariável, é evidente que $p_i \propto \rho$ (regulação quantitativa) e então:

$$\Delta T' \propto (\rho V_e d)^n$$

A concordância entre esta expressão e a que atrás damos para N_T é flagrante, explicando-se a diferença de expoente pelas diferentes ordens de grandeza de T_{pgm} e $\Delta T'$.

b) *Segundo Taylor*, o exame dos dados de catálogo de todos os modelos de motores Diesel fabricados nos Estados Unidos em 1954 conduz à verificação aproximada da seguinte relação média entre a potência efectiva por cilindro e o respectivo diâmetro:

$$P \propto d^{1,8}$$

Ora, se na expressão (16) supuzermos N_T, r, ρ e V_e constantes, teremos:

$$d^{1-n} \propto \lambda^{0,85} \text{ ou } \lambda \propto d^{0,29} \quad (\text{para } n = 0,75)$$

e, admitindo em primeira aproximação que a pressão média efectiva está na razão inversa de λ, teremos:

$$P \propto p_e \cdot d^2 \propto \frac{d^2}{\lambda} \propto d^{1,71}$$

A aproximação é impressionante, sobretudo se nos lembrarmos de que na prática N_T não deverá ser tomado como constante nesta comparação, visto ser notório que os motores com maiores cilindros estão sempre tèrmicamente mais sobrecarregados; por outro lado também não é rigorosamente verdade que $p_e \propto \frac{1}{\lambda}$ pois para os maiores valores de λ as perdas por dissociação são menores e por isso o rendimento é um pouco mais alto. Ambas estas considerações farão aumentar o expoente 1,71 aproximando-o ainda mais de 1,8.

c) *Segundo Eichelberg*, ao publicar em 1951 os resultados dos ensaios de protótipo de um motor altamente sobrealimentado, a carga térmica do referido motor trabalhando à pressão média efectiva de 8 kg cm² é sensìvelmente igual à que o mesmo tinha quando funcionava com aspiração normal ($p_e = 5.67$ kg/cm²).

Os dados característicos dos dois regimes aqui referidos são:

Para $p_e = 5,67$ kg/cm² $\quad \rho_o = 1 \quad$ e $\lambda_o = 2,28$
Para $p_e = 8$ kg/cm² $\quad \rho_1 = 1,119$ e $\lambda_1 = 2,4$

Ao expoente n corresponde o valor 0,65 para este motor sobrealimentado.

A aplicação da expressão (16) a este exemplo deverá resultar em $N_{T_o} = N_{T_1}$, ou seja, uma vez que se tomou $\rho_o = 1$

$$\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_o}\right)^{0,85} = \rho_1^{1-n}$$

Utilizando os valores acima, verifica-se que esta igualdade é satisfeita com um erro inferior a 2 %, o que não deixa de parecer convincente.

Estabelecida em princípio a possibilidade de acompanhar a evolução de T_{pgm} num dado motor pela evolução do N_T correspondente, convirá agora investigar até que ponto é aceitável a comparação de motores diferentes na base do «nível térmico» respectivo, tal como o definimos.

Esta questão está ìntimamente ligada à da determinação do factor $\frac{R}{n}$ integrado na expressão (16). Recapitulando a dedução desta, vemos que:

$$\frac{R}{n} = \frac{(2m)^{n-2}\,\mu^{n-1}}{K.\,n.\,C_p}$$

Sabemos que m é pràticamente constante, o mesmo sucedendo a C_p e μ desde que comparemos ùnicamente motores de capacidade aproximada e destinados a uma determinada aplicação. Restam-nos K e n, que como sabemos variam de motor para motor, sobretudo em função da arquitectura da câmara de combustão (relação entre a velocidade do êmbolo e a turbulência efectiva).

Na impossibilidade de ensaiar para este efeito um número suficientemente variado de motores, recorramos à fig. 6. Por esta se verifica, com aspecto de regra geral, que aos valores de k inferiores à média correspondem valores de n inferiores e inversamente, constatando-se que o produto K.n é sensìvelmente invariável, particularmente se nos limitarmos a comparar motores de capacidades não muito diferentes. Ora é justamente deste produto que depende o valor do coeficiente R/n, parecendo portanto aceitável a utilização do índice de nível térmico N_T como factor de comparação de motores diferentes, com a única restrição de se destinarem à mesma aplicação e serem de capacidade aproximada. Esta conclusão só poderá no entanto ser confirmada ou alargada desde que se estabeleçam os significados reais de *n* e *K*, tarefa esta da competência de um laboratório que a ela pudesse dedicar-se com a amplitude necessária.

VI — Determinação prática do N_T

A determinação do índice de nível térmico tal como foi definido atrás pode efectuar-se em qualquer banco de ensaios normal, dotado da possibilidade de variar a intensidade da refrigeração.

Uma vez que N_T resulta de

$$\frac{dQ}{dx} = \frac{Z}{NT}$$

temos que conhecer apenas qual o valor de Z a aplicar, e o traçado da curva Q (x).

Como se verificou ao deduzir a expressão (14), Z representa o quociente entre o volume total gerado pela deslocação do êmbolo numa unidade de tempo suficientemente larga (hora ou minuto) e o volume de ar utilizado pelo cilindro nesse mesmo tempo. Para os motores a 4 tempos Z = 4, desprezando o efeito do rendimento volumétrico. Para os motores a 2 tempos não é lícito tomar Z = 2, pois nestes motores a sensível sobreposição dos tempos da admissão e escape (lavagem) torna inútil uma parte do ar admitido, comprimindo-se apenas uma fracção deste; julgamos poder tomar correntemente Z = 2,4 pois em geral a percentagem do curso ascendente que é consumida na operação de lavagem oscila por 14-15 %. Se for conhecido o diagrama da distribuição do motor, fàcilmente se poderá determinar o valor exacto de Z para cada caso.

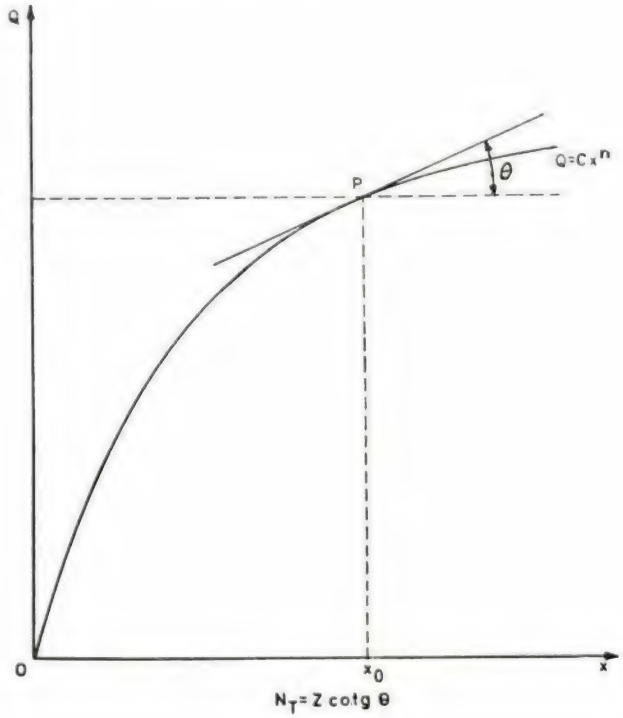


Fig. 7

O traçado da curva Q (x) efectua-se medindo o fluxo de calor para a água de refrigeração a diferentes valores de carga, ou seja a diferentes débitos de combustível, mantendo constante a velocidade do motor no número de rotações por minuto correspondente ao ponto de funcionamento normal para a aplicação prevista.

Se o motor tiver êmbolos refrigerados ou se de qualquer forma for possível medir o fluxo de calor para o óleo de lubrificação, então:

Q = fluxo para a água + fluxo para o óleo — perdas por atrito, estas deteerminadas evidentemente por qualquer dos método clássicos.

Traçada depois a curva Q (x) em diagrama cartesiano, não teremos mais do que calcular a derivada $\frac{dQ}{dx}$ no ponto de funcionamento. Pela Fig. 7 se vê que

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{dQ}{dx} \quad \text{para} \quad x = x_0$$

e finalmente:

$$N_T = \frac{Z}{\operatorname{tg} \theta} = Z \operatorname{cotg} \theta$$

APÊNDICE

Posteriormente à apresentação em 1958 do presente trabalho como dissertação para Exame Final de Curso no I. S. T. tornou-se aparente ao seu autor a possibilidade de obter da expressão (16) uma interpretação mais lata do que a conducente a um simples índice comparativo. Com efeito, pode escrever-se:

$$\frac{Z}{\operatorname{tg} \theta} = \text{const.} \frac{(\rho\ V_e\ d)^{1-n}}{\Delta T_p \,.\, \lambda^u \,.\, (1 + 2r)}$$

ou ainda

$$\operatorname{tg} \theta = \text{const.} \frac{Z \,.\, T_p \,.\, \lambda^u\, (1 + 2r)}{(\rho \,.\, V_e\ d)^{1-n}}$$

Ora, por definição $\Delta T_p = T_{ag} - P_{pgm}$. Por outro lado, Z, λ, ρ e V_e são os factores que directamente influenciam a temperatura média dos gases no ciclo (T_{ag}), ou melhor $T_{ag} - T_R$, sendo T_R a temperatura do meio refrigerante que envolve o cilindro. Então:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{T_{ag} - T_{pgm}}{f\,(T_{ag} - T_R)}$$

Como, não estando o motor em funcionamento, $T_{ag} = T_R = T_{pgm}$ e além disso tg θ deverá ser indefinido, podemos dar outra forma a esta expressão:

$$\varphi\ (\operatorname{tg} \theta) = \frac{T_{ag} - T_{pgm}}{T_{ag} - T_R}$$

Para φ (tg θ), dado que geralmente só interessa o seu estudo numa região limitada da curva respectiva, podemos atribuir em primeira aproximação a forma linear. Esta simplificação conduz, como realmente acontece em motores muito carregados, à possibilidade de ser tg $\theta = 0$ com T_{ag}, T_{pgm} e T_R diferentes entre si. Então, será:

$$A + B \operatorname{tg} \theta = \frac{T_{ag} - T_{pgm}}{T_{ag} - T_R} \qquad (18)$$

Atendendo a (17) é de prever que A e B apenas dependerão dos factores geométricos *d* e *r*, sendo sendo constantes em tudo o mais. Caso possa demonstrar-se esta hipótese, então a expressão (18) poderá talvez estabelecer a base para um novo método de determinação do coeficiente de transmissão α_{gm}.

BIBLIOGRAFIA

G. Eichelberg: «Some new investigations on old Combustion-Engine problems». Engineering, Oct. 27, Nov. 17, 1939.

C. F. Taylor and E. S. Taylor: «The Internal Combustion Engine», International Textbook Co., Scranton, Pa., Revised Edition 1948.

V. Maleev. «Internal Combustion Engine — Theory and Design». McGraw-Hill Book Co. Inc., New York, 1945.

W. Mc Adams: «Transmission de la Chaleur». Dunod, Paris, 1950.

R. Feiss: «Le moteur à quatre temps à haute suralimentation Sa réalisation, résultats obtenus sur quelques moteurs SLM de construction récente». Congrés International des Moteurs à Combustion Interne, Paris, 1951.

G. Jendrassik: «Practice and trend in development of Diesel Engines with particular reference to Traction». Journal of the Institution of Locomotive Engineers, July-August 1951.

G. Eichelberg: ûnd W. Pflaum: «Untersuchung eines hochaufgeladenen Dieselmotors». Zeitchrift des V. D. I., Düsseldorf. 21 Dezember 1951.

A. Rogowski: «Elements of Internal Combustion Engines». McGraw — Hill Book Co. Inc., New York, 1953.

G. Baumann: «Augmentation de la puissance des moteurs Diesel à deux temps par la suralimentation au moyen de turbo-compréseeurs mûs par les gaz d'échappement» Revue Brown-Boveri, Août, 1954.

C. F. Taylor: «The relation of cylinder size to the design and performance of Diesel-Engine installations for Railway and Marine service». Congrés International des Moteurs à Combustion Interne, Colloque La Haye, 1955.

H. Schneider: «Heat Problem seen as block to power increases in Diesels». Diesel Progress, December 1955.

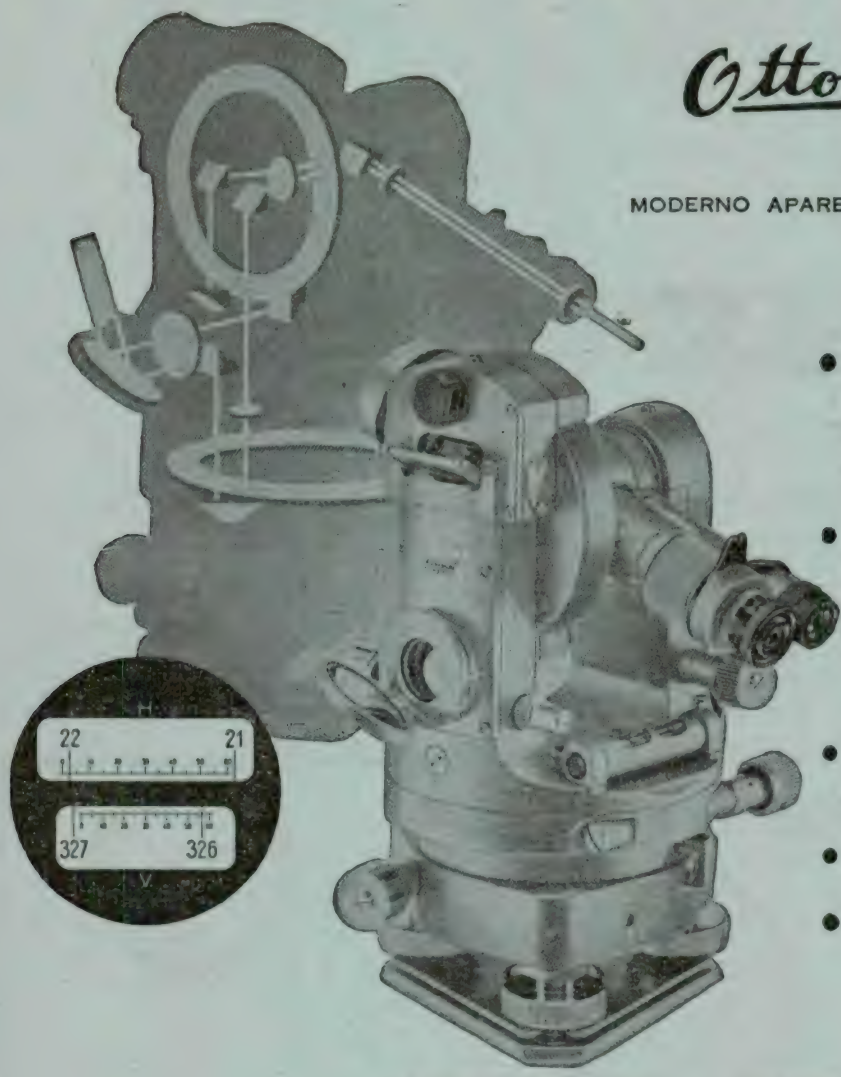
R. Cramer Jr. and K. Froehlich: «Rating engines by fuel-air ratio effects». ASME Paper No. 56-OGP-8, The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1956

J. Alcock, J. Robson and C. Mash: «Distribution of heat-flow in high-duty Internal-Combustion Engines». Congrès International des Machines à Combustion, Colloque Zurich, 1957.

E. Chatterton: «Future developments of the high--speed Diesel Engine». Transaction of the A. S. M. E., November, 1957.

H. W. van Tiem, Visser, A. de Mosv (Studiecentrum T. N. O. Voor Scheepsbouw en Navigatie «Cylinder wall temperatnres in four-cycle ans two-cycle engines, as dependent on mean indicated pressuré, piston speed and borè». Congrès International des Machines à Combustion, Colloque Wisbaden, 1959.

TEODOLITO TAQUEOMÉTRICO FTI



Otto-Fennel

MODERNO APARELHO DISPONDO DE:

- Observação simultânea dos dois limbos pelo microscópio colocado ao lado da ocular da objectiva
- Leitura por sistema directo de 1c e décimos por estimativa
- Leitura do nível vertical por coincidência
- Prumo óptico
- Grande luminosidade

Características ópticas e mecânicas

Telescópio analáctico com lente de focagem interna, retículo medidor de distância, telescópio reversível com o extremo da objectiva.

Constante de adição	zero
Constante de multiplicação	100
Comprimento do telescópio	190 mm
Abertura da objectiva	36 mm
Ampliação	28 x
Distância mínima de mira	1 m
Nível redondo	6' a 8'
Nível de reversão	30"
Nível de horizontalidade paralelo ao eixo de inclinação	40"

Nível junto ao círculo vertical legível por ajustamento da coincidência 40". Passo circunferencial sobre círculos de vidro 360° ou 400 g, de 1° ou de 1 g.

Diâmetro do círculo horizontal 90 mm, do círculo vertical 70 mm

Leitura directa horizontal	1'	1c
Leitura por avaliação	1'	1c
Leitura directa vertical	0,1' = 6"	0,2c = 20cc
Leitura por avaliação	0,2' = 12"	0,25c = 25cc

Pesos: Instrumento 4,7 kg, Tripé com pés extensíveis 6,0 kg, Caixa metálica 4,0 kg

REPRESENTANTES

PAPELARIA FERNANDES — S. A. R. L.

L. DO RATO, 13 — TEL. 68 21 31/39 — R. DO OURO, 145 — TEL. 2 83 61 / 2 60 66

DESPOEIRAGEM

FILTROS TECIDOS EM PEÇAS, PANOS, SACOS, MANGAS

DE QUALQUER FIBRA NATURAL OU SINTÉTICA

FANAFEL

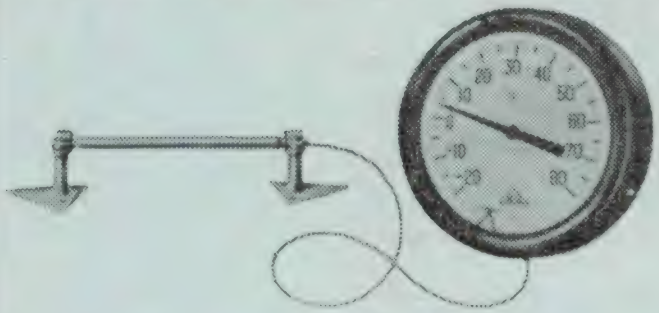
FÁBRICA NACIONAL DE FELTROS INDUSTRIAIS
SOCIEDADE LIMITADA

APART.: 9
TELEF.: 93
TELEG.: FELTROS

OVAR
PORTUGAL

ESCRITÓRIO E FÁBRICA
ESTRADA DE S. JOÃO

Leituras claras e rigorosas



Termómetros de mostrador para todos os fins industriais com a garantia NEGRETTI & ZAMBRA quanto a precisão e robustez.
À esquerda, um dos novos tipos "Standard" e, à direita, um dos modelos próprios para motores Diesel — apenas dois exemplos de uma larga gama abrangendo centenas de modelos.
Grande variedade de modelos para entrega imediata na fábrica.

NEGRETTI & ZAMBRA

Peça catálogo em Português aos Representantes exclusivos em Portugal e Provincias Ultramarinas:
MARTIN LESLIE & CIA. LDA.
Campo das Cebolas, 43 3.º D.-LISBOA-2
Tel. 3 28 24 e 3 52 34

Sede: NEGRETTI & ZAMBRA LTD.
Regent Street, London W.1

C. D. U. 691.327:620.163

O CONTROLE DA FABRICAÇÃO DO BETÃO E A MEDIÇÃO DA SUA QUALIDADE NO ESTALEIRO

PELO ENG. CIVIL (I. S. T.) A. DE SOUSA COUTINHO
Investigador do Laboratório Nacional de Engenharia Civil

1. INTRODUÇÃO

Vastíssimo é hoje o campo de aplicação do betão por ser um dos materiais de construção que tem maiores possibilidades de ser obtido com propriedades adaptadas a determinado fim.

De facto pode-se actuar em inúmeras propriedades que interessam nas aplicações técnicas: peso específico, resistências mecânica e química, permeabilidade, fluência, contracção, durabilidade, etc.

A variação de peso específico permite fabricar desde os betões leves empregados na protecção térmica e na diminuição do peso próprio das construções até aos betões de alto peso específico usados na protecção da radioactividade. Os betões de peso específico normal têm também um larguíssimo campo de aplicação desde a construção civil mais simples, à ponte de vão mais ousado, ao pré-esforçado, à barragem, ou ao molhe de protecção de enorme volume, alta compacidade e grande resistência química.

Esta enorme extensão do campo de aplicação do betão exige que ele possua as características que lhe são impostas pelo tipo de obra em que é utilizado, empregando processos de fabrico que garantam tal constância. Efectivamente, sendo o betão um material fabricado no próprio estaleiro da construção da obra, e sujeito, naturalmente, a flutuações no seu fabrico, torna-se indispensável — para que ele responda exactamente às condições que se lhe exigem — que seja fabricado com uma homogeneidade tão grande quanto possível.

O notável avanço que nos últimos anos se tem conseguido obter sobre o conhecimento dos factores que influem nas propriedades do betão, e o domínio que, consequentemente, se pode exercer sobre eles, tem levado à possibilidade de fabricar este material com uma precisão crescente.

O embaratecimento das instalações para a sua fabricação — nomeadamente o das instalações para a dosagem dos inertes em peso — e o dos seus meios de controle (aparelhagem para a determinação da humidade das areias, contadores de água das betoneiras dotados de grande precisão, prensas para o ensaio dos provetes, etc.) concorre também para o aumento da precisão da fabricação do betão no estaleiro.

Quanto menos uniforme for a resistência do betão colocado numa estrutura de betão pré-esforçado, ou no arco duma ponte, tanto mais baixas terão de ser as tensões de segurança dessa estrutura, ou tanto menor terá de ser o coeficiente de segurança. Quanto mais irregular for a quantidade de água com que é amassado um betão destinado a um molhe de protecção marítima, tanto mais baixo será o coeficiente de segurança desse molhe no que se refere à sua durabilidade na água do mar, ou, se for numa barragem, tanto maior será o volume interessado em altos coeficientes de permeabilidade, o que compromete também a durabilidade da obra.

Apesar da importância extraordinária das obras de betão, a qualidade deste material ainda hoje é deixada ao critério e experiência dos operários, sobretudo entre nós.

Afirma-se muitas vezes que há já muitas décadas se constrói com betão, sem se aplicarem métodos científicos para o seu cálculo, fabrico e colocação. A esta afirmação deve responder-se que, antigamente, as tensões de segurança usadas no betão eram bem pequenas em face das que hoje se exigem, e se tende cada vez mais a exigir, e ainda, que o estado de deterioração de muitas das antigas estruturas de betão, simples ou armado, provam bem que a qualidade do material então usado deixa muito a desejar.

A condição essencial no cálculo das estruturas de betão fabricado dentro de um controle aper-

tado é que a resistência mínima deste seja um múltiplo conveniente da tensão de segurança, ou que o coeficiente de permeabilidade máximo que se tolera para o betão da estrutura seja também um múltiplo do coeficiente de permeabilidade do betão, ou que a porosidade máxima do betão não ultrapasse um dado limite, etc., de modo que se seja levado a um dado grau de segurança no que se refere à variabilidade da resistência do betão, do seu coeficiente de permeabilidade, da sua porosidade, etc. Portanto, será suficiente especificar que a tensão de rotura, a permeabilidade, a porosidade, o peso específico, etc., do betão amostrado duma dada construção não devam atingir valores inferiores ou superiores a K vezes o valor desta propriedade, ao fim duma certa idade na qual a estrutura recebe toda a carga ou acção para que foi calculada ou projectada.

Ver-se-á no decurso deste artigo que, se a medição da resistência atingiu já um grau de perfeição tal que é possível fazer uma especificação deste tipo, o mesmo se não pode dizer das outras propriedades, para as quais falta ainda a observação de estaleiro.

Uma tal especificação obriga a mudar o espírito do engenheiro projectista actual, que é produto dos regulamentos e das legislações em vigor, *eliminando a especificação que impõe, a priori, a composição do betão destinado a uma dada obra.* O construtor deverá então calcular a composição do betão tendo em conta os materiais que realmente utiliza ou pode utilizar no seu estaleiro, e deverá manter um controle serrado dessa composição. Daqui advém uma economia na dosagem de cimento, no transporte e na colocação do betão.

No capítulo que se vai seguir proceder-se-á a uma exposição dos métodos usados na selecção dos inertes e no cálculo da composição do betão, o que constitui um desenvolvimento duma matéria exposta há anos num outro artigo. (12)

Nos dois capítulos seguintes descrever-se-ão as operações de controle da fabricação do betão e de medição do grau de precisão com que ele é fabricado.

Finalmente, no quarto e último capítulo apresentar-se-ão alguns exemplos de estaleiros nacionais onde têm sido aplicados os princípios expostos.

CAPÍTULO I

ESTUDO PRELIMINAR DO BETÃO NO ESTALEIRO

1. Propriedades, ensaios e armazenagem dos inertes.

2.1. Influência dos inertes nas tensões de rotura do betão. — Antes de se iniciar no estaleiro a fabricação do betão para uma dada obra é necessário começar por proceder à escolha criteriosa dos inertes de que se pode dispor.

Para se avaliar da importância que assume o inerte nas propriedades do betão deve notar-se que este ocupa 70 % a 80 % do volume total do betão, e portanto a sua selecção e proporção devem ser feitas cuidadosamente.

Os inertes devem conferir ao betão as propriedades que se lhe exigem: devem dar-lhe a resistência, a durabilidade, a porosidade, o peso específico, etc., necessários e conduzir a uma mistura em proporções económicas.

No que se refere à resistência, como é de 700 a 1000 kg cm^{-2} a tensão de rotura limite do betão, os inertes terão de ter resistências desta ordem de grandeza, tolerando-se tensões de rotura mais baixas quando o betão não tenha de ter tão elevadas resistências.

As rochas que são usadas para inertes do betão apresentam tensões de rotura por compressão entre 500 kg cm^{-2} e 4000 kg cm^{-2} e tensões de rotura por tracção entre 40 kg cm^{-2} e 300 kg cm^{-2} ou mais ainda. A pasta de cimento, conforme a quantidade de água com que é amassada, apresenta tensões de rotura entre 100 kg cm^{-2} e 700 kg cm^{-2} à compressão, e entre 20 kg cm^{-2} e 60 kg cm^{-2} à tracção. (1) O cimento é pois o elemento mais fraco, e a rotura do betão deverá dar-se sempre por este elemento.

Daqui resulta um facto extremamente importante: a tensão de rotura do betão é diminuida quando a tensão de rotura do inerte é inferior à tensão de rotura da pasta de cimento; mas a tensão de rotura do betão não aumenta pelo facto da tensão de rotura do inerte aumentar. (2)

Deve contudo notar-se que os betões de alta resistência são obtidos com inertes duros, britados, e com uma consistência de terra húmida, e não com inertes arredondados ou rolados, com a mesma consistência. Este facto é devido ao maior atrito interno dos betões de inertes britados, à melhor ligação entre todos os elementos e à me-

lhor aderência entre o cimento e o inerte do que nos betões de inerte rolado, não sendo portanto a alta resistência devida apenas ao factor $\frac{A}{C}$. (3)

No que se refere à resistência à flexão, a natureza da superfície do inerte tem também uma importância grande. Os inertes que dão melhores resistências à flexão são os inertes de superfície rugosa e com uma absorção capilar acusada. Tais inertes absorvem a água e a pasta de cimento que penetra nos seus poros, o que não só diminui o $\frac{A}{C}$ mas também promove uma ligação mais efectiva entre o cimento e o inerte.

Assim, por exemplo, um pórfiro poroso ou uma pedra branda são melhores para dar betões com uma tensão de rotura elevada à flexão do que um basalto duro e compacto ou qualquer outra rocha de grande compacidade. (1)

2.2. Influência dos inertes na corrosão do betão.— Com inertes de natureza calcária ou com afinidade química para os componentes do cimento pode haver uma ligeira acção entre a pasta de cimento e a superfície do inerte produzindo-se uma verdadeira combinação química, o que é benéfico, pois se obtém mais uma ligação dentro da massa do betão. Mas a extensão desta reacção é pequena e talvez mesmo desprezível nas tensões de rotura, dado o seu carácter nìtidamente superficial. (4) (5)

No entanto *é necessário que os inertes não dêem reacções desfavoráveis entre os seus minerais e os componentes do cimento.*

Efectivamente, por vezes, o meio de conservação do betão, a natureza do inerte e a natureza do ligante são propícios ao desenvolvimento de reacções de natureza química entre certas partículas do inerte e alguns componentes do cimento, reacções que provocam o desenvolvimento de forças expansivas dentro do betão que podem originar uma desintegração parcial ou completa deste.

As principais reacções expansivas entre o cimento e o inerte são as seguintes:

a) — Reacção, em meio húmido, entre os álcalis do cimento (sódio e potássio provenientes quer das matérias-primas, quer dos carvões usados na cozedura) e a sílica dos inertes. Esta reacção conduz à formação de silicatos de sódio e potássio, que exercem uma pressão osmótica tal no interior do betão, que o leva à desagregação. (6)

b) — Reacção dos álcalis do cimento com o carbonato de magnésio de certos calcários dolomíticos. (7) A reacção é perigosa quando a percentagem de dolomite do calcário está compreendida entre 40 % e 60 %.

O carbonato de magnésio, reagindo com os álcalis libertados durante a hidratação do cimento, produz carbonato de sódio e hidróxido de magnésio que ocupam um volume cerca de 2,5 vezes maior do que o inicial, o que provocará a expansão.

c) — Reacção entre os sulfatos do inerte e a alumina do cimento portland, o que provoca a formação do sulfoaluminato de cálcio, reacção altamente expansiva quando se dá num meio saturado de hidróxido de cálcio, como é o meio fornecido pelo cimento portland hidratado.

d) — Reacção entre os feldspatos sódicos alterados ou caulinizados com o cimento portland quando em contacto com a água do mar ou com águas selenitosas. Esta reacção leva também à formação do sulfoaluminato de cálcio em condições altamente expansivas. (8)

As reacções indicadas nas alíneas *a*) e *b*) podem evitar-se quando se utilize cimento com uma percentagem de álcalis não superior a 0,6 % expressa em óxido de sódio. A reacção indicada na alínea *a*) pode também ser evitada pela utilização de pozolana.

As reacções indicadas nas alíneas *c*) e *d*) só podem ser combatidas pela utilização de cimentos especiais, resistentes aos sulfatos, ou pela utilização de pozolana, substituindo uma parte conveniente do cimento do betão.

Se se não dispuser dos meios de acção convenientes sobre a natureza do ligante para evitar estas reacções, então ter-se-á de não utilizar rochas reactivas como inerte para o fabrico do betão, devendo pois excluir-se as rochas que contenham minerais de anidrite, gesso, pirites, sílica amorfa, ou muito pouco cristalizada, minerais feldspáticos sódicos alterados, ou caulinizados (no caso de betões colocados em contacto com a água do mar ou com águas selenitosas), etc.

O inerte deve também ter a necessária resistência às intempéries, como às alternativas de temperatura, de secura e humidade, à acção da congelação e do degelo, e, dum modo geral, a todas as acções meteorizantes. Não se devem pois

empregar rochas que se desintegrem fàcilmente em contacto com o ar, como certas rochas de carácter muito margoso, certos tipos de basalto, carvões, linhites, etc.

Finalmente, o inerte deve ser isento de impurezas superficiais que o isolem do contacto com a pasta de cimento, impedindo não só a perfeita resistência do conjunto mas contribuindo também para a existência de superfícies de muito pequena resistência através das quais os agentes agressivos encontram um caminho fácil.

A existência de impurezas no inerte também não deve ser em quantidade tal que afecte a resistência da pasta de cimento (§ 2.4).

2.3. Ensaio dos inertes. São muitos os ensaios que é costume realizar sobre os inertes destinados ao fabrico do betão, e variam bastante segundo as suas condições de aplicação, a sua natureza, etc.

No quadro I está indicada uma lista dos ensaios preconizados nas especificações francesas, inglesas, alemãs e estadunidenses. (9) Indicam-se os limites

QUADRO I

Relação dos principais ensaios a efectuar sobre o inerte destinado ao fabrico do betão

		Betão de alta resistência	Betão de fraca permeabilidade	Betão pouco ou nada armado e fraca resistência
Características geométricas	1) — Forma do inerte			
	a) — Godo, coeficiente volumétrico	$\geqslant$ 0,15	$\geqslant$ 0,15	$\geqslant$ 0,12
	b) — Brita, coeficiente volumétrico	$\geqslant$ 0,20	$\geqslant$ 0,20	$\geqslant$ 0,15
	c) — A percentagem de partículas achatadas e alongadas deve ser igual ou inferior a 50 %. Partículas achatadas: relação espessura/largura $<$ 0,5 Partículas alongadas: relação comprimento/largura $>$ 1,5			

		Betão sujeito a desgaste (estradas, pavimentos, etc.)	Betão para outras utilizações
Características mecânicas	2) — Tensão de rotura da rocha que constitui o inerte.		
	3) — Ensaio de compressão do inerte Percentagens de elementos finos, determinadas por peneiração através dum peneiro apropriado, em relação ao peso inicial da amostra	$\leqslant$ 30 %	$\leqslant$ 45 %
	4) — Ensaio de abrasão na máquina de Los Angeles	$\leqslant$ 50 %	

		Betão de alta resistência	Betão de fraca permeabilidade	Betão pouco ou nada armado e fraca resistência
Características físicas	5) — Resistência às alternativas de temperatura e de secura e humidade.			
	6) — Resistência ao ensaio de cristalização de sulfatos, ou ao ensaio em betão sujeito à acção da congelação e do degelo.			
	7) — Granulometria*.			
	8) — Baridade*.			
	9) — Peso específico*.			
	10) — Absorção.			
	11) — Porosidade, determinada no ensaio de absorção a quente	$\leqslant$ 5 %	$\leqslant$ 3 %	$\leqslant$ 10 %

Características químicas	12) — Reactividade com os álcalis do cimento, se este contém mais de 0,6 % de álcalis calculados em óxido de sódio ou se o betão não contém qualquer aditivo (pozolana) capaz de impedir a reacção álcali-inerte, no caso da reacção com a sílica amorfa do inerte. 13) — Sulfatos e sulfuretos bem distribuídos no inerte em pedaços de menos de 0,5 cm^3, e que não devem ultrapassar 1,2 gramas por litro de inerte (doseados em SO_3). 14) — Impurezas orgânicas. Não deve dar uma cor mais escura do que uma solução padrão de soda cáustica, álcool e ácido tânico, quando agitado com um soluto a 3 % de soda cáustica. 15) — Não deve conter substâncias que reajam com os sulfatos da água em contacto com o betão, e em presença do hidróxido de cálcio (caulino ou feldspato caulinizado) a menos que se use um aditivo que combata esta acção (pozolana).
Características petrográficas	16) — Exame petrográfico para a determinação dos minerais, principais e secundários, potencialmente reactivos com o cimento portland ou não resistentes às acções meteorizantes. (10)

Impurezas			Betão para outras utilizações		
	17) — Elementos inferiores a 75 μ, uniformemente distribuídos e livres*	Betão sujeito a desgaste (estradas, pavimentos, etc.)	Betão de alta resistência	Betão de fraca permeabilidade	Betão pouco ou nada armado e fraca resistência
	a) — na areia	$\leqslant$ 3,0 %		$\leqslant$ 5,0 %	
	b) — no inerte grosso	$\leqslant$ 1,0 %		$\leqslant$ 1,0 %	
	c) — em todo o inerte		$\leqslant$ 2 %	$\leqslant$ 3 %	$\leqslant$ 5 %
	18) — Grumos de argila *a*) — na areia, $\leqslant$ 1,0 % *b*) — no inerte grosso, $\leqslant$ 0,25 %				
	19) — Partículas moles no inerte grosso susceptíveis de se reduzirem a pó durante a amassadura*, $\leqslant$ 5,0 %				
	20) — Material seco, retido no peneiro n.º 50 (0,3 mm) que flutua num líquido de densidade 2,0 *a*) — na areia, $\leqslant$ 0,5 % *b*) — no inerte grosso, $\leqslant$ 1,0 %				
	21) — Não deve conter qualquer película de argila, de farinha, ou qualquer outro revestimento que o isole do ligante*.				

tolerados para os resultados dos ensaios, nos casos em que as normas são ou as mais severas ou as mais objectivas.

Não é necessário, evidentemente, proceder à realização de todos os ensaios aqui indicados sempre que surge um inerte desconhecido. Apenas se realizarão alguns, conforme o fim a que se destina o betão, e conforme as dúvidas que se levantarem quanto à inconveniência de certos inertes.

Por vezes é ainda muito útil proceder a uma análise petrográfica do inerte, como aliás é corrente fazer-se nos Estados Unidos da América, segundo a linha preconizada por Mielenz (10), por exemplo.

No quadro I estão marcados com um asterisco

aqueles ensaios que devem ser feitos, obrigatòriamente, para qualquer betão, independentemente da sua finalidade.

Quando não for possível ou económico fazer alguns destes ensaios para esclarecer certas dúvidas, como por exemplo no que se refere à forma do inerte, ao tipo ou percentagem de impurezas, etc., então, o mais simples e directo é fazer um ensaio comparativo entre dois betões rigorosamente idênticos, com a mesma curva granulométrica, a mesma dosagem de cimento, a mesma trabalhabilidade, etc. Um destes betões deverá ser fabricado com o inerte em causa e o outro com o inerte convenientemente lavado, escolhido ou de forma apropriada, etc., com o fim de comparar as suas resistências ou as suas propriedades em questão. Se a dúvida for sobre o comportamento químico, corrosão ou durabilidade, também se pode seguir este método, mas então será necessário esperar muito tempo até que se possa tirar uma conclusão com uma certa segurança. Às vezes também uma inspecção dos betões fabricados já há muito tempo com o inerte em causa poderá servir de termo de comparação e de esclarecimento do comportamento de tal inerte.

Em resumo, nunca se deve esquecer que os inertes destinados ao fabrico do betão devem ser *julgados*, em última análise, *a partir das propriedades do betão que com eles se confecciona*, e não a partir de ensaios isolados, efectuados exclusivamente sobre eles.

2.4. Lavagem dos inertes.—A lavagem dos inertes pode ou não ser necessária. Em geral, a lavagem do inerte rolado, natural, é necessária, pois este apresenta-se quase sempre com uma camada de argila ou de lodo na sua superfície, camada que o isola da pasta de cimento ou que com ele se mistura, diminuindo a sua resistência. Neste caso é necessária uma boa lavagem em máquinas apropriadas.

No entanto, quando o inerte contém pó distribuído, e não aderente à superfície, como é o que resulta da britagem, então a lavagem pode não ser necessária, particularmente se no conjunto da granulometria do betão houver falta de elementos finos, inferiores a 0,2 mm.

Conforme a dosagem de cimento, a máxima dimensão do inerte e a granulometria deste, em particular da areia, assim poderá a percentagem destes elementos muito finos ir até 6 % ou 8 %, e portanto a questão da quantidade total de elementos finos que o betão pode ou deve ter, terá de ser considerada dentro da composição total do betão, em particular da sua dosagem e da sua trabalhabilidade.

A lavagem ou não do inerte deve pois ser devidamente ponderada em cada caso particular, e para tal a consideração atenta das curvas granulométricas que contêm o cimento, como por exemplo das curvas de Faury, (11) (12) ou das de Bolomey, (13) (14) poderá fornecer a indicação exacta sobre a quantidade total de elementos finos toleráveis no betão.

2.5. Armazenagem dos inertes.— Os inertes devem estar armazenados no estaleiro de preferência em silos, ou, em obras de pequena importância, em locais convenientemente separados uns dos outros, por meio de divisórias.

Deverão estar separados por dimensões, cada silo contendo material de dimensões uniformes.

Se os inertes de maiores dimensões são armazenados com granulometrias muito extensas correm o risco de segregar, e o betão que se obtém não será homogéneo pois o inerte que vai para cada amassadura na betoneira não terá a granulometria prevista.

Chamando D à máxima dimensão do inerte, as dimensões em que estes se devem separar são:

D a D/2
D/2 a D/4
D/4 a D/8

até se chegar à dimensão da areia: 5 mm.

A areia deveria também ser separada em fracções que variassem segundo uma progressão geométrica de razão 1/2, mas isso é normalmente impraticável, dada a dificuldade na sua selecção. A separação da areia em duas ou três fracções é já mais fácil, como por exemplo entre 5 mm e 1 mm ou 2 mm e abaixo de 1 mm ou 2 mm. Outras vezes ainda se usam duas ou mais areias, provenientes de locais diferentes e de granulometrias diferentes. Ainda neste caso tais areias deverão estar convenientemente separadas.

É ainda muito importante referir que o inerte não deve ser utilizado logo que chega ao estaleiro ou logo que se acaba de lavar, pois *deve deixar-se em repouso pelo menos 16 a 24 horas no silo, de modo a uniformizar a sua humidade antes de entrar na betoneira.* Por vezes esta importante conside-

ração impõe a utilização de dois silos para cada material: um para a sua armazenagem em grandes quantidades e outro para alimentação da betoneira durante as horas de trabalho.

3. Granulometria do betão.

3.1. Escolha da curva granulométrica. — Uma vez feitas as determinações essenciais das propriedades do inerte é necessário combiná-lo de modo a obter um esqueleto dotado da maior compacidade possível, dentro da maior economia, e a conduzir a uma plasticidade conveniente.

Há muitos métodos para obter esta finalidade, que não vamos agora descrever; cinco destes métodos foram já descritos numa publicação anterior. (12) No entanto, o método mais lógico, e que permite entrar numèricamente com o maior número de parâmetros, é o de Faury.

Nenhum outro método é tão claro e preciso como este. O método do regulamento alemão, (1) por exemplo, onde são indicadas três curvas granulométricas com quantidades crescentes de areia, conforme a trabalhabilidade desejada, é muito pouco objectivo pois não define essa trabalhabilidade. O mesmo se diz dos métodos ingleses (15) e norte-americanos que dão curvas de referência sem indicar clara e objectivamente os casos em que se devem aplicar.

No método de Faury a curva de referência é escolhida de acordo com a trabalhabilidade que se pretende dar ao betão, com a forma da peça e com a densidade e disposição das armaduras. Todos estes elementos são reduzidos a números que conduzem ao estabelecimento da curva de referência.

A descrição deste método é feita na publicação citada na referência bibliográfica (11) ou em qualquer outra publicação. (12)

Uma vez escolhida a curva de referência adopta-se a composição granulométrica dos inertes que intersecte a curva de referência de tal sorte que a área compreendida entre a curva real da mistura dos inertes e os eixos coordenados seja igual à área limitada pela curva granulométrica de referência.

Em vez de curvas de referência pode adoptar-se o critério duma granulometria descontínua. Mas em geral é muito difícil arranjar inertes suficientemente homogéneos em dimensões, que também satisfaçam às necessárias relações de descontinuidade. (12)

Outras vezes usa-se uma solução mista: os inertes entre determinadas dimensões D, d_i, obedecem a um intervalo duma curva contínua e os inertes entre d_j e d_m obedecem a outra porção da mesma curva de referência. Neste caso é necessário que entre d_i e d_j haja uma relação de descontinuidade bem definida, como

$$\frac{d_i}{d_j} = 3 \text{ a } 4 .$$

Na fig. 1 está indicado um exemplo duma composição granulométrica que obedece a este princípio. A relação de descontinuidade é de 4, e este exemplo representa um caso típico da utilização duma areia fina que conduz a um betão com boa trabalhabilidade, alta resistência e fraca permeabilidade.

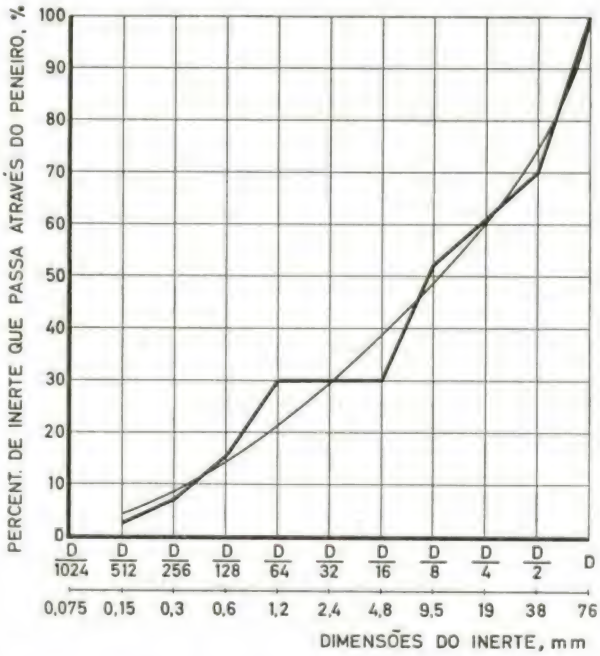
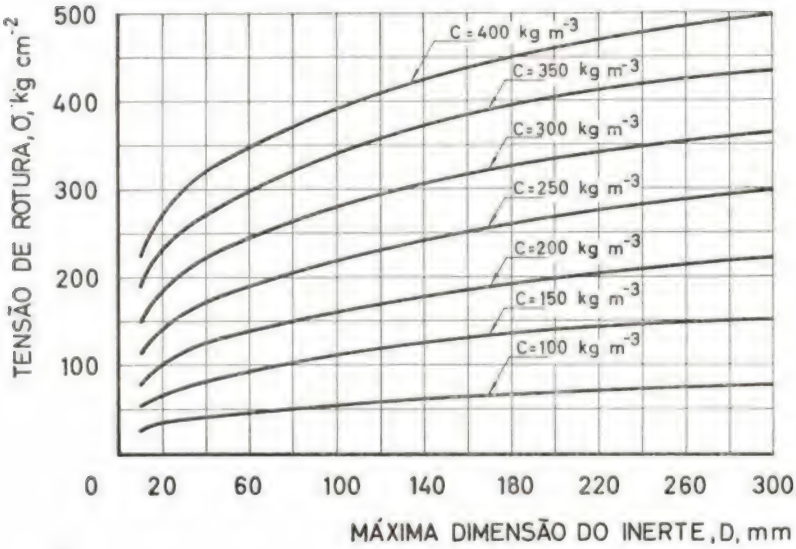


Fig. 1 — Exemplo duma composição granulométrica descontínua entre 4,8 mm e 1,2 mm. A composição é contínua entre 76 mm e 4,8 mm e abaixo de 1,2 mm. Curva de referência: Faury, sem cimento, com $\frac{R}{D} = 1$, $A = 31$ e $B = 1{,}5$ (11); módulo de finura 6,03

3.2. Escolha da máxima dimensão do inerte. — A escolha da máxima dimensão do inerte é das mais importantes questões a resolver no estabelecimento da composição do betão. Efectivamente, a máxima dimensão do inerte é, juntamente com a dosagem de cimento, um dos factores que determina a resistência e a compacidade do betão.

RELAÇÃO ENTRE A MÁXIMA DIMENSÃO DO INERTE, A DOSAGEM DO CIMENTO E A RESISTÊNCIA



FÓRMULA DE RESISTÊNCIA DE FERET

$$\sigma = K \left(\frac{c}{1-s}\right)^2$$

σ - tensão de rotura por compressão.

c - volume absoluto de cimento por unidade de volume de betão.

s - volume absoluto de inerte por unidade de volume de betão.

K - constante dependente do ligante, modo de conservação, dimensão do espécime, etc.

QUANTIDADE DE ÁGUA E VOLUME DE VASIOS, EM FUNÇÃO DA MÁXIMA DIMENSÃO DO INERTE, SEGUNDO CAQUOT

$$a + V_v = \frac{\alpha}{\sqrt[5]{D}}$$

a - volume de água por unidade de volume do betão.

V_v - volume de vasios por unidade de volume do betão.

D - máxima dimensão do inerte.

α - constante que depende da trabalhabilidade

Notando que

$$s + c + a + V_v = 1$$

é fácil escrever a fórmula de resistência de Feret-Caquot relacionando a resistência de betões com a mesma trabalhabilidade, com a mesma dosagem, e com a máxima dimensão do inerte, D.

$$\sigma = K \left(\frac{c\sqrt[5]{D}}{c\sqrt[5]{D} + \alpha}\right)^2$$

Para o traçado das curva supôs-se:

$$K = 2000 \text{ kg cm}^{-2}$$

$$\alpha = 0{,}400$$

Fig. 2 — Variação da tensão de rotura do betão com a máxima dimensão do inerte e com a dosagem de cimento. Trabalhabilidade do betão constante.

DKM 2 — O taqueómetro de triangulação de círculo duplo (leitura directa 1 seg.) com múltiplas possibilidades de emprego: Triangulação II.-IV. ordem. Poligonação de precisão. Medição de distâncias por mira de base de invar ou por equipamento de dupla imagem. Observações astronómicas.
Óculo de grande alcance com 30 × de aumento e abertura de 45 mm.
O mais moderno sistema de eixos e de horizontalidade e aperfeiçoada construção do estativo. Operação de centragem muito simples com o novo tripé automático.
Peça o prospecto descritivo.

Kern SWISS

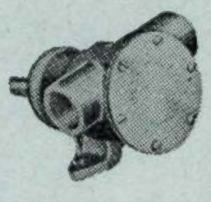
KERN — Instrumentos geodésicos de fama mundial pela perfeição técnica e precisão.

REPRESENTANTES PARA PORTUGAL:

EMÍLIO DE AZEVEDO CAMPOS & C.ª, L.DA

RUA DE SANTO ANTÓNIO, 137-145 — PORTO — TEL. 20254/5
RUA ANTERO DE QUENTAL, 17-1.º — LISBOA — TEL. 53366

BOMBAS

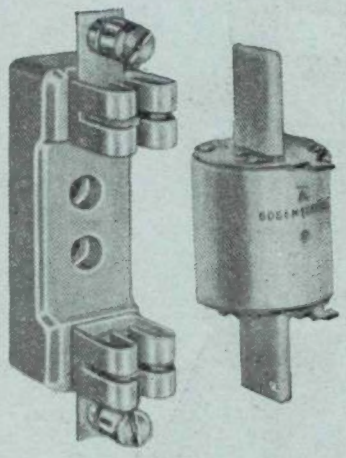


Se há um problema de bombas consulte

VASCO PESSOA, LDA.

Rua da Boa Vista, 63 — LISBOA

BOGENSCHUTZ



Corta circuitos de alto poder de corte, recarregáveis para baixa tensão de 6 a 1000 amp.

Representantes em Portugal:

AZEVEDO & PESSI, L.DA

Projectos de Electricidade e Máquinas
Instalações eléctricas em B. T. e A. T.

Rua Nova do Almada, 46 LISBOA
Telefones 2 36 36 — 2 03 54

Ela deve ser a maior possível de acordo com as condições de colocação do betão.

A importância da máxima dimensão do inerte na resistência está indicada na fig. 2, cujas curvas foram deduzidas nas hipóteses lá indicadas. Por aqui se vê que quanto maior for a máxima dimensão do inerte, D, tanto mais resistente é o betão.

Mas é evidente que a máxima dimensão do inerte não pode aumentar além de certos limites, função das características da peça a betonar. Ora a dimensão da peça, a sua forma, a densidade das armaduras, etc., são bem traduzidas pelo chamado *raio médio* dessa peça ou duma zona dessa peça: quociente entre a área da superfície a envolver pelo betão e o perímetro da linha que limita essa área. (11) (12)

Efectivamente, a máxima dimensão do inerte, D, está relacionada com o raio médio da peça, R, pela seguinte condição, devida a Faury

$$D \leqslant 1{,}2\ R \text{ (inerte britado)}$$
$$D \leqslant 1{,}4\ R \text{ (inerte rolado).} \qquad (1)$$

Muitas vezes é uma condição deste tipo, satisfeita para a zona mais armada, que condiciona a máxima dimensão do inerte de toda a estrutura. Outras vezes, no caso de estaleiros dotados de certa elasticidade e duma boa organização, usam-se betões diferentes de acordo com as peças ou com as zonas das peças a betonar.

Nestes casos deve ter-se em atenção o que é exposto no parágrafo seguinte, § 3.3.

Quando não há restrições físicas ao tamanho do inerte, isto é, no caso do betão em massa, então há toda a conveniência em usar um inerte com a sua máxima dimensão o maior possível. Todavia, pràticamente, a utilização de inertes com dimensões maiores do que 20 cm ou 30 cm causa muitas dificuldades de manipulação, e este parece ser o limite actualmente adoptado.

Antigamente não se usavam grandes dimensões para o inerte pois nos betões fluidos formam-se bolsas de água na parte inferior das pedras grandes, o que constitui pontos fracos do betão. A utilização de betões não muito fluidos, com consistências mais secas, e a utilização da correspondente vibração com pesados e potentes vibradores, evitam este inconveniente.

A fig. 2 mostra a economia no cimento que é possível fazer ao aumentar a máxima dimensão do inerte, mantendo constante a resistência, ou o aumento na resistência que se obtém ao aumentar a máxima dimensão do inerte e mantendo a dosagem de cimento constante.

3.3. Variação da curva de referência de acordo com a trabalhabilidade e com as características da peça a betonar. — Uma das vantagens da adopção da curva de referência de Faury está na possibilidade que ela confere de variar a composição do betão, enriquecendo-o ou empobrecendo-o em areia, ou variando a sua máxima dimensão, de acordo com as condições particulares da peça a betonar.

Efectivamente, quando surge alguma parte difícil de betonar os operários manifestam sempre tendência para tornar o betão mais fluido, aumentando-lhe a quantidade de água. Ora nada há mais errado nem mais perigoso para a segurança da obra do que tal critério pois a resistência do betão decresce vertiginosamente. Acresce ainda, que muitas vezes é nestes locais que ocorrem as tensões mais elevadas da estrutura.

Neste caso, o que se deve fazer é *enriquecer o betão com areia ou diminuir a máxima dimensão do inerte ou ainda ambas as coisas, e aumentar a dosagem do cimento, numa proporção tal que a tensão de rotura do betão se mantenha.*

A ordenada p do ponto de abcissa $\frac{D}{2}$ da curva

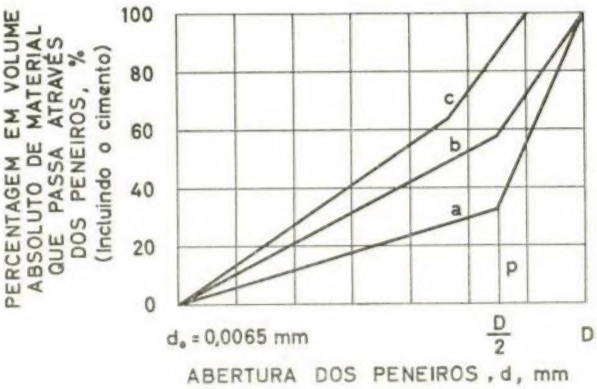


Fig. 3 — Variação da curva de referência de Faury com o raio médio e com a máxima dimensão do inerte.

de Faury (fig. 3), dada pela expressão

$$p = A + 17\sqrt[5]{D} + \frac{B}{\frac{R}{D} - 0{,}75}$$

onde

A — coeficiente que depende da trabalhabilidade

B — coeficiente que depende da potência de vibração

R — raio médio da peça a betonar (§ 3.2)

D — máxima dimensão do inerte,

é função do raio médio da peça ou da zona da peça a betonar, o que permite estabelecer tantas curvas de referência quantos os valores de R. Às vezes R pode ser tão pequeno que tenha de se diminuir a máxima dimensão, D, de modo que seja respeitada a condição (1) e então ter-se-á de recorrer ainda à curva *c* (fig. 3).

Quando se pretende que o betão composto segundo as curvas *a*, *b* ou *c* mantenha uma tensão de rotura constante, é necessário alterar a dosagem de cimento. Para isso recorre-se à expressão de Feret (fig. 2)

$$\sigma = \alpha \left(\frac{c}{1 - s} \right)^2 .$$

Quando varia a quantidade de areia, ou melhor a curva granulométrica do inerte, mantendo-se a sua máxima dimensão, a quantidade de água varia, e portanto também o volume do material sólido, s, obtendo-se em geral uma nova resistência

$$\sigma' = \alpha \left(\frac{c'}{1 - s'} \right)^2 .$$

Para que

$$\sigma = \sigma'$$

terá de ser

$$c' = \frac{1 - s'}{1 - s} c . \qquad (2)$$

Se há variação na máxima dimensão do inerte, então, para que as tensões de rotura se mantenham, em betões de igual trabalhabilidade, tem de ser

$$c' = c \sqrt[5]{\frac{D}{D'}} . \qquad (3)$$

As expressões (2) e (3) são fundamentais: permitem calcular a nova dosagem de cimento quando a curva granulométrica passa de *a* para *b* (fig. 3) (expressão 2) isto é, quando há enriquecimento de areia ou de elementos finos, ou quando a curva passa de *a* ou *b* para *c*, isto é, quando há mudança na máxima dimensão do inerte, fig. 3 (expressão 3).

Um bom estaleiro, bem organizado, com os inertes convenientemente separados (§ 2.5) deve ter possibilidade de fabricar fàcilmente todos os tipos de betão que forem necessários para uma dada obra.

4. Água de amassadura.

4.1. Natureza química da água.—A água de amassadura não deve conter substâncias que prejudiquem a resistência do betão ou a sua durabilidade. A água potável é sempre boa para a amassadura. A água dos rios, desde que não esteja contaminada pelos esgotos e que não esteja suja, é também aceitável.

Pequenas quantidades de impurezas podem ser toleradas, como 2 g/l de matéria orgânica e 18 g/l de sais solúveis para o betão armado, ou 5 g/l e 30 g/l respectivamente em todos os outros casos.

Quando houver dúvidas na qualidade duma água e não houver possibilidade de fazer a sua análise, um ensaio comparativo, de duas argamassas ou betões rigorosamente iguais e confeccionados um com a água em estudo e outro com uma água reconhecidamente boa — ensaio que deve ser realizado não só a pequeno prazo (tensões de rotura a 1 dia) mas até 28 dias ou a mais longos prazos — fornece o necessário esclarecimento da qualidade da água.

4.2. Quantidade da água de amassadura. — Nunca é demais frisar que a água de amassadura é um dos componentes mais importantes do betão: a sua quantidade, tal como a dosagem de cimento, determina a resistência do betão.

Se fosse possível amassar o betão, ou mesmo o cimento, com a quantidade de água estritamente necessária para promover a hidratação dos componentes do cimento, que é cerca de 15 % a 20 % do seu peso, não haveria qualquer dificuldade na determinação da quantidade da água de amassadura. Mas tal não acontece porém, e a experiência mostra que é necessária uma quantidade muito maior de água para promover a amassadura do betão, e para levar a mistura a um grau de consistência conveniente para o correcto preenchimento dos moldes.

Nos primeiros tempos das aplicações do betão deitavam-se quantidades exageradas de água para lhe dar a plasticidade necessária, de acordo com os meios que então estavam em uso para a sua colocação nos moldes.

Depois reconheceu-se que a água sobrante da

reacção química, que não pode sair antes da presa, contribui para a diminuição da compacidade, pois fica livre no interior do betão, criando-lhe vazios, e contribuindo portanto para a diminuição da sua resistência, para o aumento da sua permeabilidade, e para a diminuição da sua duração.

O diagrama da fig. 4 (1) mostra a influência do factor $\frac{A}{C}$ nas tensões de rotura à flexão e à compressão. (1) Por exemplo, um betão com um $\frac{A}{C}=0{,}40$, com uma tensão de rotura de 450 kg cm^{-2} pode passar a apresentar uma tensão de rotura à compressão de 100 kg cm^{-2} a 140 kg cm^{-2}, se passar o seu $\frac{A}{C}$ para 1,0.

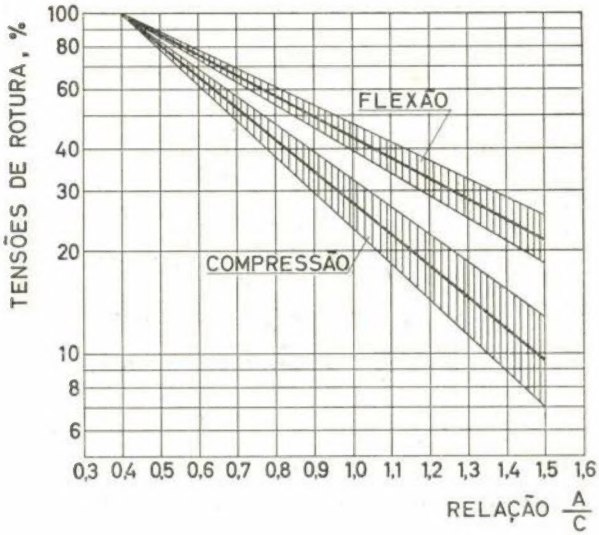


Fig. 4 (1) — Influência da dosagem de água $\left(\text{relação } \frac{A}{C}\right)$ nas resistências de flexão e de compressão.

No que se refere à flexão, sendo de 60 kg cm^{-2}, por exemplo, a tensão de rotura inicial, ela poderá passar para 25 kg cm^{-2} a 30 kg cm^{-2} ao aumentar a dosagem de água na mesma proporção da anterior.

Todavia, deve também notar-se que a falta de água de amassadura pode prejudicar o betão pelo facto de ele não possuir a trabalhabilidade necessária e portanto não poder atingir a compacidade conveniente. Efectivamente, na fig. 5 (1) está indicada a variação média da tensão de rotura de betões com diferentes dosagens, com a quantidade de água de amassadura. (1) Esta figura mostra que a diminuição da tensão de rotura com o aumento de $\frac{A}{C}$ só se dá nos betões plásticos, isto é, com uma quantidade de água acima dum determinado limite.

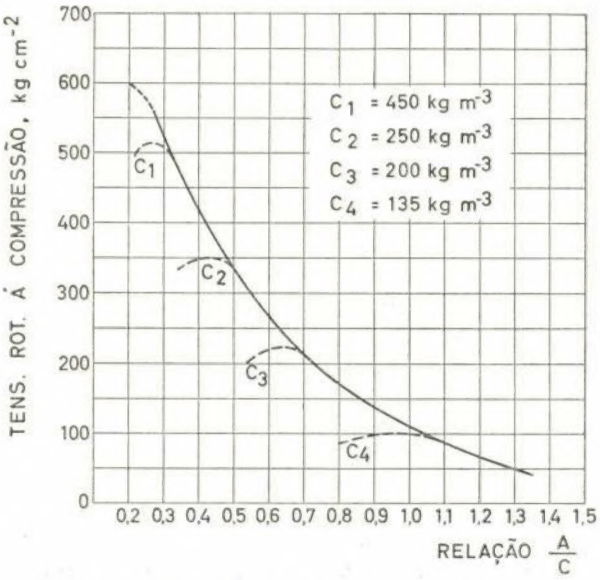


Fig. 5 (1) — Variação da resistência com a dosagem de água para diversos valores da dosagem de cimento.

Posto que a quantidade de água, A, necessária para levar o betão à consistência de terra húmida seja pouco mais ou menos a mesma — conservando a granulometria do inerte constante, e variando a dosagem de cimento, C — o valor de $\frac{A}{C}$ correspondente ao máximo de resistência é tanto maior quanto menor for a dosagem de cimento no betão.

5. Cimento e sua qualidade.—Um dos factores que, como se sabe, também influi bastante nas propriedades do betão, é a qualidade do cimento. Se esta qualidade variar muito, as propriedades do betão fabricado variarão concomitantemente, e haverá mais um importante factor a juntar a todos os outros, que provoca uma variação na qualidade do betão fabricado no estaleiro.

Entre nós, no nosso país, quer na Metrópole quer no Ultramar, esta questão não é muito grave porque, na grande maioria dos casos, os estaleiros são abastecidos com um cimento que provem duma só fábrica, e então a variabilidade do betão devida à qualidade do cimento acha-se reduzida à variabilidade provocada apenas pelo cimento produzido numa dada fábrica.